СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
SIBERIAN FEDERAL UNIVERSITY

ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ СИБИРИ

Развитие транспортной системы как катализатор роста экономики государства

Международная научно-практическая конференция

2

ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ СИБИРИ

Развитие транспортной системы как катализатор роста экономики государства

2

Министерство образования и науки Российской Федерации
Сибирский федеральный университет

Посвящается 60-летию со дня основания
Красноярского политехнического института
и 10-летию образования
Сибирского федерального университета

ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ СИБИРИ

РАЗВИТИЕ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ КАК КАТАЛИЗАТОР РОСТА ЭКОНОМИКИ ГОСУДАРСТВА

Международная научно-практическая конференция

(Красноярск, 7–8 апреля 2016 г.)

Сборник научных трудов

В двух частях
Часть 2

Под общей редакцией
члена-корреспондента Российской инженерной академии,
доктора технических наук В.В. Минина

Красноярск
СФУ
2016

УДК 656.13(571.1.5)
ББК 39.18(253)
Т654

Т654 **Транспортные системы Сибири. Развитие транспортной системы как катализатор роста экономики государства.** Международная научно-практическая конференция (Красноярск, 7–8 апреля 2016 г.) : сб. науч. тр. : в 2 ч. Ч. 2 / под общ. ред. В.В. Минина. – Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2016. – 710 с.
ISBN 978-5-7638-3458-1 (ч. 2)
ISBN 978-5-7638-3449-9

Рассмотрены актуальные вопросы функционирования транспортных систем в аспекте развития системы как катализатора роста экономики государства: совершенствование организации дорожного движения; стратегическое управление городским пассажирским комплексом; совершенствование системы профилактики, диагностики, технического обслуживания и ремонта автотранспортных средств; реализация системотехнических задач при проектировании и моделировании наземных транспортных и транспортно-технологических машин, комплексов и систем; топливообеспечение; информатизация на транспорте и повышение качества подготовки специалистов транспортного профиля.

Предназначен для научных, инженерно-технических работников и специалистов, занимающихся решением задач в области совершенствования транспортных систем и транспортно-технологических комплексов.

Электронный вариант издания см.:
http://catalog.sfu-kras.ru

УДК 656.13(571.1.5)
ББК 39.18(253)

Сборник научных трудов конференции подготовлен к изданию и тиражирован за счет средств ООО «УНИК-АВТО»

ISBN 978-5-7638-3458-1 (ч. 2)
ISBN 978-5-7638-3449-9

© Сибирский федеральный университет, 2016

Уважаемые коллеги!
Участники Международной научно-практической конференции!

В 2016 году мы отмечаем 60-летие со дня основания Красноярского политехнического института (1956) и 10-летие создания Сибирского федерального университета, образованного на базе четырех красноярских вузов (2006).

Отдавая дань уважения Красноярскому политехническому институту, истории его становления и самоотверженному труду преподавателей и сотрудников, остановимся на позитивных моментах в деятельности факультета транспорта Политехнического института Сибирского федерального университета (ПИ СФУ) за последнее десятилетие.

За годы существования СФУ уровень кадрового потенциала факультета транспорта повысился: нашими преподавателями защищены три докторских и восемь кандидатских диссертаций.

Выполнены важнейшие НИР по заказу администрации г. Красноярска и края, Министерства природных ресурсов края, освоены гранты Красноярского краевого фонда науки, хоздоговорные НИР по заказу предприятий края, в том числе по заказу отраслевого института ОАО «НИИАТ».

Вместе с другими вузами системы Минобрнауки России мы перешли от инженерной на многоуровневую подготовку специалистов (бакалавриат – магистратура – аспирантура). Сейчас факультет транспорта ведет подготовку по следующим программам: трем – бакалавриата, пяти – магистратуры, четырем – аспирантуры и одной – специалитета.

Окрепла материально-техническая база транспортного факультета, восстановлен компьютерный (вычислительный) центр, приобретено специализированное программное обеспечение для моделирования транспортных потоков и транспортного планирования PTV Vissim&Visum и другое программное обеспечение для решения инженерных и транспортных задач.

Получили импульс развития автошкола и центр автомотоспорта – пополнился парк учебных и спортивных автомобилей; наши студенты выиграли несколько этапов региональных кольцевых автомобильных гонок. В 2015 году команда студентов факультета транспорта ПИ СФУ сконструировала спортивный болид и, пройдя отборочный этап конкурса, впервые за Уралом приняла участие в московском этапе международного проекта «Формула студент».

Повысилось качество выпускных квалификационных работ. На протяжении последних лет наши студенты регулярно занимают призовые мес-

та и становятся победителями всероссийских конкурсов выпускных квалификационных работ.

Укрепились связи с нашим генеральным партнером – Министерством транспорта Красноярского края и с другими предприятиями отрасли.

Вместе с тем нельзя не отметить проблемы, которые пока не решены.

Не удалось повысить статус факультета – преобразовать его в Институт транспорта в составе СФУ, – что существенно снижает возможности и темпы развития транспортного образования по всем аспектам деятельности, хотя такой институт давно востребован транспортной отраслью региона.

Не удается пока помочь нашему родному городу Красноярску – он задыхается в транспортных пробках и в отработавших газах, входя по этим негативным показателям в пятерку самых проблемных городов России.

Напряженный транспортный трафик, ущербная экология, высокий уровень аварийности – эти и другие проблемы транспортной системы края тесно связаны с недостатками в системе организации автотранспортного образования и науки, и поскольку это звенья одной цепи, то и решать их нужно совместно.

Выражаем надежду, что Международная научно-практическая конференции, проводимая Международной ассоциацией автодорожного образования, Министерством транспорта Красноярского края и Сибирским федеральным университетом, даст импульс к решению этого комплекса застарелых проблем Красноярского края.

Доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой транспорта
Политехнического института СФУ
И.М. Блянкинштейн

4. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТРАНСПОРТНЫХ И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН, КОМПЛЕКСОВ И СИСТЕМ

УДК 625.032
В.И. Баловнев
Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

Важный показатель оценки эффективности в системе проектирования инновационной транспортно-технологической техники

Определение оптимальных параметров технических объектов и их выбор в зависимости от условий эксплуатации основываются на системе показателей, обеспечивающих объективную оценку объекта. Производственную эффективность оценивают по ряду показателей: производительность П, удельная энергоемкость $N_{уд}$, удельная материалоемкость $m_{уд}$, себестоимость единицы продукции $C_{уд}$, время выполнения машиной рабочих операций t_i, энергонасыщенность N/m и др. На этапе проектирования эффект оценивают при одинаковой надежности сравниваемых машин. Производству необходимы надежные машины с обеспеченным сервисным сопровождением. Вопросы надежности на этапе эксплуатации рассмотрены в ряде работ [1–5].

Использование в строительстве машин различного типоразмера и назначения, многоцелевого оборудования и строительных роботов приводит к росту вариантов техники, обеспечивающей рациональное производство работ. Решения, далекие от рациональных, приводят к потерям. Эффективное использование техники – важный резерв интенсификации строительства. Методика установления условий эффективного использования и оценки технического уровня дорожной и коммунальной техники является одним из путей решения проблем получения высокой прибыли.

Систему показателей для оценки эффективности транспортно-технологических машин, связанных в единую структуру, предложено формировать с учетом рассмотрения машины, состоящей из ряда основных подсистем: энергетической, технологической, жизнеобеспечения, управления, обслуживающего персонала.

© Баловнев В.И., 2016

Система показателей формируется на основе анализа интегрального показателя удельных эксплуатационных затрат, приведенных к часу работы машины (руб./ч), или себестоимости работ, измеряемой в руб./ед. продукции (руб./кг, руб./м^3 и т. п.) [1].

На основании анализа интегрального показателя удельных эксплуатационных затрат, приведенных к часу работы машины (руб./ч), формируются взаимосвязанные ранжированные технико-эксплуатационные и технико-экономические показатели для оценки уровня техники в зависимости от вида и назначения, табл. 1 и 2. Первая группа показателей включает в себя технико-эксплуатационные показатели. Вторая группа показателей включает в себя технико-экономические показатели. Систему показателей, приведенных в таблицах, составляют ряд относительных, обобщенных и частных показателей.

В систему показателей входит такой показатель эффективности, как четвертая координата (продолжительность) процесса или время выполнения машиной рабочих операций t_i или рабочего цикла $t_ц$.

Анализ системы показателей позволяет подчеркнуть, что четвертая координата – показатель, который определяет величину практически всех других показателей эффективности: технических, эксплуатационных и экономических. Показатель $t_ц$ является обобщенным, так как является функцией ряда обобщенных показателей: сил, работы сил сопротивлений, мощности на преодоление сопротивлений и параметров условий эксплуатации и др.

В существующих расчетах продолжительность, время рабочих операций транспортно-технологических, дорожно-строительных, землеройных и многоцелевых машин определять экспериментально на основании опытов с готовой машиной в производственных условиях.

Недостаток существующих методов заключается в экспериментальном хронометрировании работы машины – замере $t_ц$. Для оценки эффективности новых инновационных машин такой прием использовать практически нельзя по причине отсутствия реального объекта, с которым можно провести эксперимент.

Предлагается в качестве показателя четвертой координаты $t_ц$ использовать математическую модель четвертой координаты (продолжительность) рабочего процесса машины как отношение математических моделей сил сопротивлений и мощности. На этапе проектирования машины в этом случае оценка объекта не требует проведения экспериментов с реальной машиной. Математическая модель четвертой координаты включает в свой состав практически все технические, эксплуатационные и при необходимости экономические показатели работы объекта. Такая математическая модель позволяет оптимизировать процесс работы с учетом действия всех взаимозависимых факторов. Математическая модель четвертой координаты была разработана и предложена в МАДИ для оценки эффективности

дорожно-строительных и других машин [2]. Рациональное решение устанавливается минимизацией функции продолжительности рабочего процесса машины.

Экономический эффект от использования техники в условиях эксплуатации определяют по анализу технико-экономических показателей, измеряемых в ед. стоимости $C_{уд}$, и др., с учетом анализа математической модели четвертой координаты (см. табл. 2).

Применение техники с оптимальными параметрами представляет существенный резерв интенсификации строительства. На рынке техники потребитель стремится приобрести не только надежную машину, необходимую для выполнения соответствующих строительных работ. Необходима машина с оптимальными параметрами, обеспечивающими работу в заданных конкретных условиях эксплуатации с наибольшим эффектом.

Показатели оценки эффективности работы транспортно-технологических машин имеют ряд недостатков и требуют уточнения и развития.

1. На этапе проектирования инновационной техники существующие показатели не могут быть эффективно использованы, так как требуется проведение экспериментов с реальным объектом.

2. Показатели не учитывают противоречивые требования ряда рабочих операций к техническим параметрам машин. Рабочая операция фрезерования машины требует больших тяговых усилий и, следовательно, машину большой массы, при других процессах, например холостых перемещениях, наоборот.

3. Недостаточное внимание обращается на анализ четвертой координаты (продолжительности) рабочего процесса машины $t_{ц}$. Не установлено, в какой степени величина $t_{ц}$ учитывает многообразие технических и эксплуатационных параметров, характеризующих работу машины.

4. Важно установить влияние $t_{ц}$ на другие показатели эффективности: производительность $П_{max}$, энергоемкость $N_{уд}$, материалоемкость $m_{уд}$, обобщенный показатель $П_{Nm}$, энергонасыщенность $N_{эн}$, в том числе и рыночные показатели, которые зависят от цены машино-часа $C_{мч}$ и удельной цены единицы продукции $C_{уд}$.

5. Не сформированы методы обобщения оптимального решения, полученного методом анализа четвертой координаты процесса на подобные объекты техники, выполняющие подобные технологические операции.

Анализ системы показателей, приведенных в табл. 1 и 2, показывает, что величина четвертой координаты $t_{ц}$ входит в качестве определяющей величины во все другие показатели оценки. Математическая модель четвертой координаты (продолжительности) рабочего цикла машины, как отношение математических моделей работы сил сопротивления к мощности, необходимой для реализации работы, является обобщающим показателем эффективности машины [3].

Таблица 1

Система показателей оценки эффективности и оптимального использования техники (первая группа показателей)*

№ п/п	Название, назначение показателя	Форма записи	Единица измерения	Условие оптимизации
1	Производительность. Оценка по увеличению производительности	$П = q / t_ц$,	ед. продукции / ед. времени	max
2	Выработка на человека. Оценка по увеличению выработки	$n_{выр} = П / n_р$,	ед. производ. / чел	max
3	Удельная энергоемкость. Оценка по снижению энергоемкости	$N_{уд} = N / П$,	Вт / ед. производ.	min
4	Удельная материалоемкость. Оценка по снижению материалоемкости	$m_{уд} = m / П$,	кг / ед. производ.	min
5	Удельная производительность. Оценка по величине производительности на единицу массы	$П_{уд} = П / m$,	ед. производ. / кг	max
6	Обобщенный показатель оценки энергоемкости и материалоемкости. Энергонасыщенность (удельная мощность) машины	$N_{эн} = N_{уд} / П_{уд} = N / m$,	Вт / кг	оптимум
7	Обобщенный показатель оценки эффективности по сокращению энергетических и материальных затрат	$П_{Nm} = \frac{N_{уд}}{П_{уд}} = \frac{N \cdot m}{П^2}$		min
8	Обобщенный показатель оценки эффективности по сокращению энергетических и материальных и трудовых затрат	$П_{Nmn} = \frac{N_{уд}}{П_{уд} \cdot n_{выр}}$		min
9	Обобщенный показатель по цене единицы продукции, себестоимость единицы продукции	$C_{уд} = C_{мч} / П$,	руб. / м^3	min
10	Четвертая координата (продолжительность) процесса, операции, рабочего цикла машины	t_i; $t_ц = \sum t_i$, с		min
11	Коэффициенты удельных сопротивлений (копанию и др.)	$k_{уд}$		min
12	Коэффициенты использования машины по времени	$k_и$		max
13	Коэффициент полезного действия	η		max
14	Отдельные технические параметры	N m l и др.		оптимум

*Оценка машины по технико-эксплуатационным показателям (в технических единицах измерения).

Таблица 2

Система показателей оценки эффективности и оптимального использования техники (вторая группа показателей)*

№ п/п	Название, назначение показателя	Форма записи	Единица измерения	Условие оптимизации
1	Оценка эффективности по эксплуатационным затратам на всю систему	$C_{\text{уд}} = \frac{a_0''}{\text{П}} + a_1'' \cdot N_{\text{уд}} + a_2'' \cdot m_{\text{уд}} + a_3'' \cdot \frac{n_{\text{р}}}{\text{П}}$	руб. / ед. продукции	min
2	Оценка по эксплуатационным затратам на энергетическую и технологическую подсистемы и заработную плату	$C_{\text{уд }3} = a_1'' \cdot N_{\text{уд}} + a_2'' \cdot m_{\text{уд}} + a_3'' \cdot \frac{n_{\text{р}}}{\text{П}}$	руб. / ед. продукции	min
3	Оценка по эксплуатационным затратам на энергетическую и технологическую подсистемы	$C_{\text{уд }2} = a_1'' \cdot N_{\text{уд}} + a_2'' \cdot m_{\text{уд}}$	руб. / ед. продукции	min
4	Оценка по эксплуатационным затратам на энергетическую подсистему	$C_{\text{уд }N} = a_1'' \cdot N_{\text{уд}}$	руб. / ед. продукции	min
5	Оценка по эксплуатационным затратам технологическую подсистему	$C_{\text{уд }m} = a_2'' \cdot m_{\text{уд}}$	руб. / ед. продукции	min
6	Оценка по эксплуатационным затратам на трудовые ресурсы	$C_{\text{уд }n} = a_3'' \cdot \frac{n_{\text{р}}}{\text{П}}$	руб. / ед. продукции	min
7	Оценка по эксплуатационным затратам на управление жизнеобеспечение	$C_{\text{уд }0} = a_0''/\text{П}$	руб. / ед. продукции	min
8	Оценка по удельной чистой прибыли	$P_{\text{уд}} = P_{\text{чис}} / \text{Ц}_0$	руб. / цена маш., руб.	max

*Оценка машины по технико-экономическим показателям (в единицах стоимости). Себестоимость работ $C_{\text{уд}}$ (удельные эксплуатационные затраты)

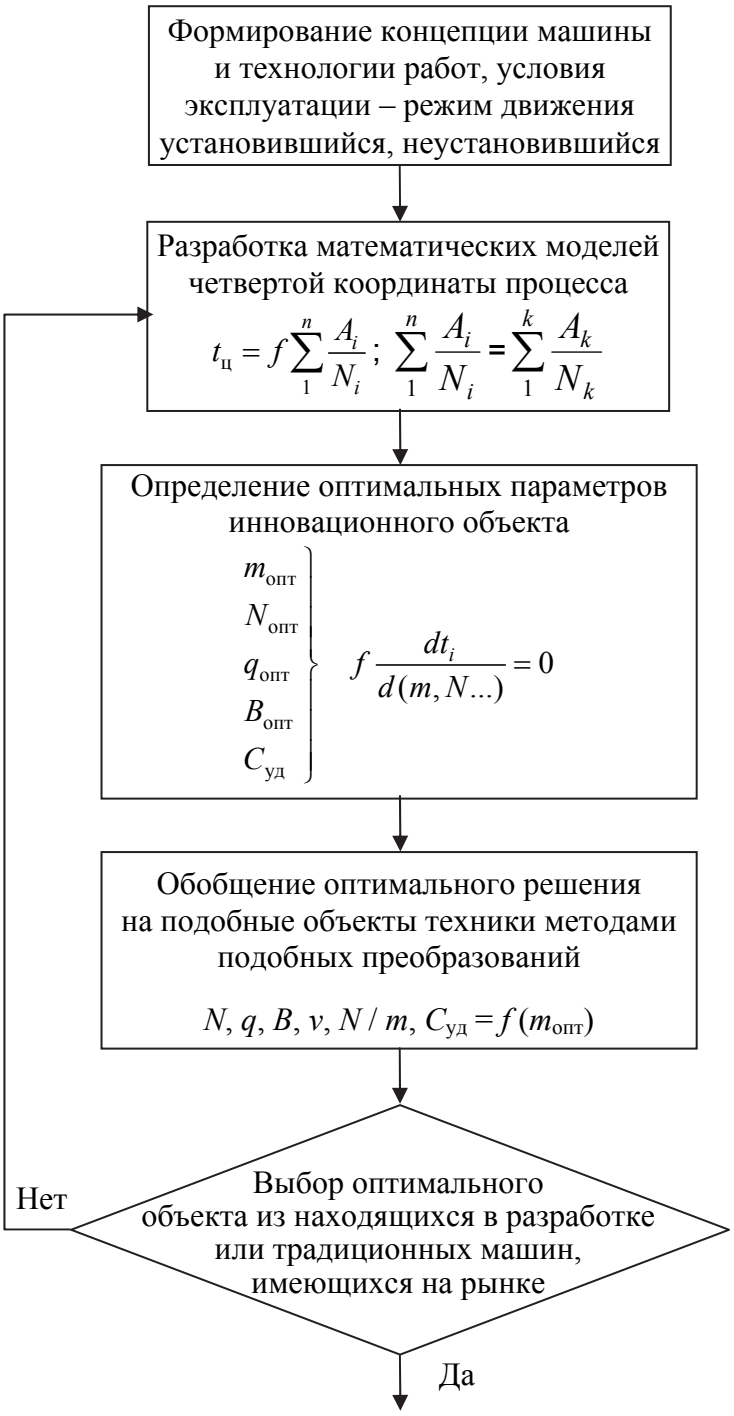


Рис. 1. Блок-схема определения оптимальных параметров инновационных систем и выбора машин в зависимости от условий эксплуатации

Разработан алгоритм определения оптимальных параметров инновационных технических устройств и выбора машин в зависимости от условий эксплуатации методом анализа математической модели четвертой координаты (продолжительности) рабочего процесса устройства, рис. 1. Четвертая координата (продолжительность) рабочего процесса – важный показатель оценки эффективности машины. Анализ системы показателей

эффективности дорожно-строительных и транспортно-технологических машин позволяет сделать вывод о возможности использования математической модели четвертой координаты (продолжительности) рабочего процесса, цикла или отдельной операции $t_ц$ машины в качестве обобщающего показателя для оценки эффективности технического объекта. Четвертая координата как показатель эффективности разработана в публикациях автора [6–10]. Метод анализа и минимизации математических моделей четвертой координаты (продолжительности) рабочего цикла машины дополнен методом подобных преобразований и формирования зависимостей подобия между техническими и эксплуатационными параметрами технически подобных систем [3]. Это позволяет получить более общую методику определения оптимальных параметров машин в зависимости от условий эксплуатации.

В статье рассмотрены основные положения, автор будет рад получить замечания по затронутым вопросам.

Список литературы

1. Баловнев В.И. Выбор и определение параметров одноковшовых экскаваторов. М., 2006.

2. Баловнев В.И. Многоцелевые дорожно-строительные машины. Омск, 2006.

3. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. М., 1994.

4. Баловнев В.И. Определение оптимальных параметров и выбор дорожно-строительных машин методом анализа четвертой координаты. М., 2014.

5. Баловнев В.И. Определение параметров и выбор землеройных машин. М., 2010.

6. Баловнев В.И. Оптимизация и выбор инновационных систем и процессов транспортно-технологических машин. М., 2014.

7. Баловнев В.И. Оценка инновационных предложений в дорожной и строительной технике. М., 2008.

8. Баловнев В.И. Подобие и моделирование в системе проектирования дорожно-строительных машин. М., 2014.

9. Машины для земляных работ. Конструкция. Расчет. Потребительские свойства: в 2 кн. Кн. 1. Экскаваторы и землеройно-транспортные машины / В.И. Баловнев, С.Н. Глаголев, Р.Г. Данилов и др.; под общ. ред. В.И. Баловнева. Белгород, 2012.

10. Машины для земляных работ. Конструкция. Расчет. Потребительские свойства: в 2 кн. Кн. 2. Погрузочно-разгрузочные и уплотняющие машины: учеб. пособие для вузов / В.И. Баловнев, С.Н. Глаголев, Р.Г. Данилов и др.; под общ. ред. В.И. Баловнева. Белгород, 2012.

УДК 625.033
В.И. Баловнев
Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет

Новый метод определения сопротивлений копания грунтов инновационными рабочими органами

Интенсификация земляных работ в дорожном строительстве определяется широтой использования инновационной техники и технологий производства работ. Инновации землеройной техники развиваются в направлении создания машин-роботов, интеллектуальной техники, машин с безотходной технологией работ, машин с многоцелевыми рабочими органами, использования новых физико-технических методов воздействием на грунт, среду и др.

Расчет сопротивлений, возникающих при взаимодействии инновационных рабочих органов с грунтом, на этапе проектирования является одной из определяющих задач в теории инновационных процессов. Силы сопротивления резанию и копанию в настоящее время определяются по формулам, предложенным проф. Н.Г. Домбровским [1] и А.Н. Зелениным [2]. Зависимости, предложенные другими авторами: К.А. Артемьевым, А.М. Холодовым, Ю.А. Ветровым, А.С. Ребровым и др. [3], распространения в инженерной практике не получили.

Все сопротивления, преодолеваемые землеройной машиной при взаимодействии с грунтом, проф. Н.Г. Домбровский впервые предложил называть сопротивлением копанию, а силу для их преодоления – силой копания [1]. Эта сила приложена к рабочему органу по касательной к траектории его движения. Сила копания, действующая по нормали к траектории, называется нормальной силой копания. Их результирующая составляет полную силу копания. Сила копания имеет три составляющие

$$P_{\text{коп}} = P_{\text{рез}} + P_{\text{пр}} + P_{\text{зап}},$$

где $P_{\text{рез}}$ – сила резания; $P_{\text{пр}}$ – силы сопротивлений призмы волочения; $P_{\text{зап}}$ – силы преодоления сопротивления заполнению ковша или продвижению стружки сквозь призму волочения.

Силу сопротивления копанию $P_{\text{коп}}$ проф. Н.Г. Домбровский предложил определять умножением площади поперечного сечения стружки отделяемого грунта $F_{\text{ср}}$ на величину среднего удельного сопротивления копанию $k_{\text{коп}}$ для машины данного типа. Величина $k_{\text{коп}}$ определяется для конкретной машины при разработке конкретного грунта. Эта величина

© Баловнев В.И., 2016

экспериментальная. Для существующих рабочих органов величина $k_{коп}$ табулирована [3].

$$P_{коп} = k_{коп} \cdot F_{ср}, \text{ Н}. \quad (1)$$

Нормальная составляющая сопротивления копанию $P_{коп\ n}$ определяется в долях от горизонтальной составляющей

$$P_{коп\ n} = \varphi\, P_{коп},$$

где φ – коэффициент, зависящий от однородности и прочности грунта, заднего угла θ резания, степени затупления, размера формы износа задних граней режущих элементов. Принимают $\varphi \cong 0{,}3–0{,}6$.

Расчет сил копания, предложенный Н.Г. Домбровским, получил широкое применение при проектировании традиционных землеройных машин.

Профессор А.Н. Зеленин установил, что силы сопротивления резанию зависят не только от грунтовых условий и площади поперечного сечения стружки, но и от соотношения между шириной и глубиной резания (при F = const), угла резания, формы и расположения зубьев, участия в процессе резания боковых стенок ковша и ряда других факторов [2].

А.Н. Зеленин предложил классифицировать прочность грунта и трудность его разработки по величине $C_{уд}$ – числу ударов плотномера ДорНИИ (ГОСТ 30067). Им предложена формула для определения сопротивлений резанию. При резании периметром ковша с зубьями

$$P_р = W_р = C_{уд} \cdot h^{1,35}(1 + 2{,}6\, l)\,(1 + 0{,}0075\alpha)\, z, \quad (2)$$

где h – глубина резания, см; l – длина горизонтальной режущей кромки рабочего органа, м; α – угол резания, град; z – коэффициент, учитывающий влияние зубьев, $z = 0{,}7–0{,}9$.

Формулы (1) и (2) практически не могут быть использованы для расчета сопротивлений копанию инновационными рабочими органами. Формулы содержат ряд эмпирических коэффициентов $k_{коп}$, φ, 1,35 и др. Последние получают на основании экспериментов с рабочими органами конкретных машин и для разработки грунтов определенного типа. Новые машины имеют рабочие органы различной конфигурации и формы и новые физико-технические методы воздействия на грунт. В последнем случае физико-технические свойства среды изменяются в ту или иную сторону.

Для расчета новых рабочих органов инновационных машин необходимы зависимости, в которых отсутствуют специальные эмпирические коэффициенты, полученные для традиционной техники. Прочность материала в этом случае должна определяться стандартным набором физико-механических характеристик грунта, материала $C_{уд}$, τ, σ, tg ρ, γ и др.

Расчет сопротивлений копанию на этапе проектирования инновационной техники предлагается осуществлять методом анализа реологических моделей напряженного состояния материала в зоне контакта материала с рабочим органом [4]. В этом случае силы сопротивления определяются на основании известных физико-технических параметров грунта (сцепления при сдвиге *C*, угла трения ρ, предела прочности грунта σ и др. стандартные характеристики).

Определение сопротивлений методом анализа реологических моделей напряженного состояния разрабатываемого материала в зоне контакта с рабочим органом требует рассмотрения схемы взаимодействия рабочего органа со средой с целью установления основных зон контакта рабочего органа со средой и уточнения возможных реологических моделей напряженного состояния в этих зонах. В работе рассматриваются расчеты сопротивлений резания, рыхления, отделения грунта от массива и сопротивления призмы волочения в основной зоне, где возникают наибольшие сопротивления.

Отвальные и ковшовые рабочие органы. Ножи рабочих органов имеют различную конфигурацию. Схема контакта плоского гладкого ножа отвального рабочего органа со средой и реологическая модель напряженного состояния грунта приведены на рис. 1.

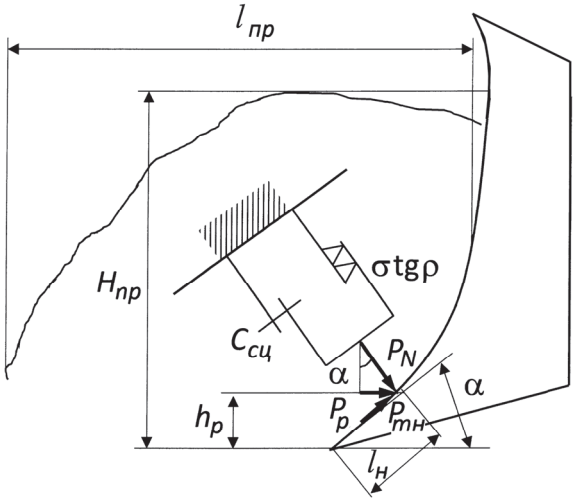


Рис. 1. Схема процесса копания и реологическая модель напряженного состояния среды в зоне контакта с рабочим органом для отвальных ковшевых рабочих органов

Величина сопротивления копанию в этом случае определяется величиной предельного напряжения сдвига грунта режущим ножом отвала с учетом действия сил трения и сопротивлением призмы грунта перед ножом, отвалом.

$P_{т\,р} = P_N \cdot \sin\alpha$, Н, – сопротивление резанию ножом отвала.

$P_{т\,н} = P_N \cdot \cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\rho$, Н, – сопротивление сил трения.

Сопротивление копанию ножом с учетом сопротивления призмы грунта определяется зависимостью:

$$P_{коп} = P_N (\sin\alpha + \cos\alpha \operatorname{tg}\rho), \text{ Н}. \quad (3)$$

Сила, нормальная к поверхности резца P_N, контактирующая с грунтом, определяется на основании предельного напряжения грунта при сдвиге:

$$P_N = \tau \cdot h \cdot b, \quad (4)$$

где P_N – сила сопротивления, нормальная к поверхности контакта, Н; α – угол резания ножа, град.; h – глубина резания ножом, зубом, толщина стружки, м; $l_н$ – длина поверхности ножа, зуба, контактирующая с грунтом, м; b – ширина резания ножа, отвала, зуба, м; τ – предельные напряжения сдвига грунта, определяются по формулам

$$\tau = \sigma \operatorname{tg}\rho + C_{сц}, \text{ Н/м}^2, \text{ или } \tau = C_{сц}\left(1 + \frac{\sigma}{C_{сц}} \cdot \operatorname{tg}\rho\right), \text{ Н/м}^2, \quad (5)$$

где $C_{сц}$ – сцепление материала (грунта) при сдвиге, Н/м^2; σ – нормальные напряжения, удельное давление отделяемой стружки на материал, Н/м^2.

На основании (5) предельные напряжения сдвига грунта τ определяются отношением величин нормального давления σ к сцеплению $C_{сц}$.

Для схемы на рис. 1 нормальные напряжения σ определяются весом призмы грунта, находящейся на поверхности сдвига,

$$\sigma = \frac{q_{пр} \cdot \gamma}{l_{пр} \cdot b}, \quad (6)$$

где γ – плотность грунта, кг/м^3; $l_{пр}$ – длина призмы, $l_{пр} = H / \operatorname{tg}\rho$, м; H – высота отвала или призмы грунта перед ножом, отвалом, м; $q_{пр}$ – объем призмы грунта,

$$q_{пр} = F_{пр} \cdot b, \text{ м}^3,$$

где $F_{пр}$ – площадь поперечного сечения призмы грунта,

$$F_{пр} = \frac{H \cdot l_{пр}}{2}, \text{ м}^2, F_{пр} = \frac{H^2}{2\operatorname{tg}\rho} \cdot q_{пр} = \frac{H^2 \cdot b}{2\operatorname{tg}\rho}.$$

Подставляем это выражение в формулу (6)

$$\sigma = \frac{H^2 \cdot b}{2\operatorname{tg}\rho} \cdot \frac{\gamma}{l_{пр} \cdot b} \text{ или } \sigma = \frac{H \cdot \gamma}{2}, \text{ Н/м}^2. \quad (7)$$

Предельное напряжение сдвига τ определяется по формуле

$$\tau = C_{\text{сц}} \left(1 + \frac{H \cdot \gamma \cdot \text{tg}\,\rho}{2 \cdot C_{\text{сц}}} \right), \text{ Н/м}^2. \quad (8)$$

Величина силы нормального давления на лобовую поверхность ножа определяется подстановкой выражения (8) в формулу (4)

$$P_N = C_{\text{сц}}\, hb \left(1 + \frac{H \cdot \gamma \cdot \text{tg}\,\rho}{2 \cdot C_{\text{сц}}} \right), \text{ Н}. \quad (9)$$

В сокращенной записи

$$P_N = C_{\text{сц}}\, h\, b\, k_{\text{пр}},$$

где $k_{\text{пр}}$ – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние давления призмы материала перед ножом, отвалом на разрабатываемый материал. Величина $k_{\text{пр}}$ зависит от условий эксплуатации, $k_{\text{пр}}$ = 1,4–1,7.

Величина сопротивления копанию отвалом с плоским ножом в развернутой форме записи на основании (9) и (3) определяется по формуле

$$P_{\text{к}} = C_{\text{сц}}\, h\, b \left(1 + \frac{H \cdot \gamma \cdot \text{tg}\,\rho}{2 \cdot C_{\text{сц}}} \right) (\sin\alpha + \cos\alpha\, \text{tg}\,\rho), \text{ Н}. \quad (10)$$

В сокращенной форме

$$P_{\text{к}} = C_{\text{сц}}\, h\, b\, k_{\text{пр}}\, k_{\alpha},$$

где k_{α} – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние угла резания, трения на сопротивление копанию. Величина k_{α} изменяется с условиями эксплуатации, k_{α} = 1,3–2,1.

Сопротивления копанию грунта рабочими органами отвального, ковшевого типов с гладкими режущими ножами определяются по формуле

$$P_{\text{к}} = C_{\text{сц}}\, h\, b\, k_{\text{пр}\,\alpha}, \quad (11)$$

где $k_{\text{пр}\,\alpha}$ – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние давления призмы материала перед отвалом, угла резания и трения. Величина $k_{\text{пр}\,\alpha}$ изменяется с условиями эксплуатации в пределах 1,8–3,57. Для предварительных расчетов принимают $k_{\text{пр}\,\alpha}$ = 2,67.

Сопротивление рыхлению зубом рыхлителя определяется по схеме взаимодействия зуба с материалом и на основании реологической модели напряженного состояния пластической среды, приведенной выше.

Сопротивление рыхлению для одного зуба в развернутой форме

$$P_{\text{р}} = C_{\text{сц}} h_{\text{з}} b_{\text{з}} \left(1 + \frac{H_{\text{з}} \cdot \gamma \cdot \text{tg}\,\rho}{2 \cdot C_{\text{сц}}}\right) \cdot (\sin\alpha + \cos\alpha\,\text{tg}\,\rho),\ \text{Н}, \qquad (12)$$

или

$$P_{\text{р}} = \text{C}_{\text{сц}} \cdot F_{\text{з}} \cdot k_{\text{пр}} \cdot k_{\alpha},\ \text{Н}, \quad P_{\text{р}} = C_{\text{сц}} h_{\text{з}} b_{\text{з}} \cdot k_{\text{пр}} \cdot k_{\alpha},\ \text{Н}.$$

Здесь $F_{\text{з}}$ – площадь зуба, контактирующая с материалом, м^2.

Величины $k_{\text{пр}}$ и k_{α} – безразмерные коэффициенты, учитывающие влияние на сопротивление призмы материала перед зубом, угла резания и трения. Значения этих коэффициентов зависят от условий эксплуатации.

Формулу (12) записывают в сокращенной форме:

$$P_{\text{р}} = C_{\text{сц}} \cdot F_{\text{з}} \cdot k_{\text{пр}\,\alpha},\ \text{Н}, \quad P_{p} = C_{\text{сц}}\, h_{\text{з}}\, b_{\text{з}} \cdot k_{\text{пр}\,\alpha},\ \text{Н}, \qquad (13)$$

Величина $k_{\text{пр}\,\alpha}$ – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние на сопротивление призмы материала перед зубом, угла резания и трения. Величина коэффициента зависит от условий эксплуатации $k_{\text{пр}\,\alpha}$ = 1,6–1,87. Для предварительных расчетов принимают $k_{\text{пр}\,\alpha}$ = 1,73.

При установке на лезвие рабочего органа нескольких зубьев сопротивление рыхлению определяется по формуле

$$P_{\text{р}} = Ch_{\text{з}} b_{\text{з}} \cdot k_{\text{пр.}\alpha} \cdot \text{z}_{\text{з}},\ \text{Н},$$

где $z_{\text{з}}$ – число зубьев на рабочем органе.

Зуб фрезы конусообразной формы для ресайклера. Сопротивление зуба рыхлителя различной конфигурации и технологии работы определяется в соответствии со схемой, рис. 2.

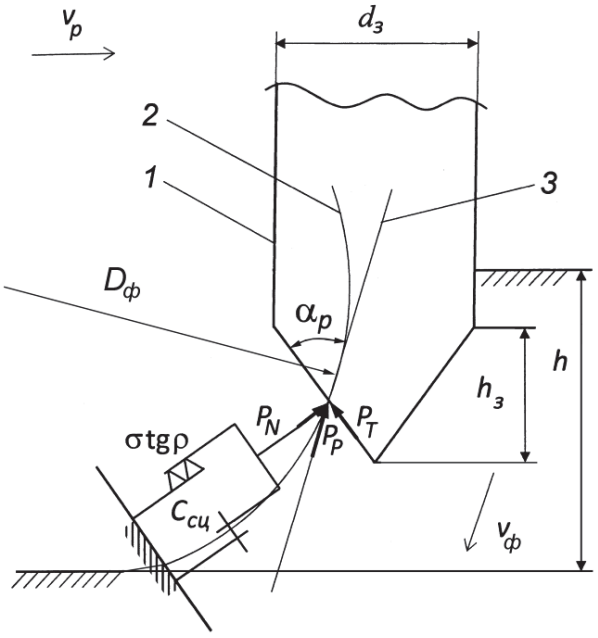


Рис. 2. Схема процесса рыхления материалов конусообразным резцом фрезы ресайклера и реологическая модель напряженного состояния материала в зоне контакта с резцом: *1* – резец фрезы; *2* – траектория движения резца; *3* – касательная к траектории движения

Сопротивление рыхлению одним зубом фрезы ресайклера с любой формой площади контакта с материалом определяется

$$P_{\text{рых}} = C_{\text{сц}} \cdot F_{\text{з}} \cdot \left(1 + \frac{\sigma}{C_{\text{сц}}} \cdot \text{tg}\,\rho\right) \cdot (\sin\alpha_{\text{р}} + \cos\alpha_{\text{р}} \cdot \text{tg}\,\rho), \text{ Н}. \qquad (14)$$

Сопротивление рыхлению зубом конусообразной формы для фрезы ресайклера определяется по формуле:

$$P_{\text{рых}} = C_{\text{сц}}\, d_{\text{з}}^2 \cdot 0{,}43 \cdot \left(1 + \frac{\sigma}{C_{\text{сц}}} \cdot \text{tg}\,\rho\right) \cdot (\sin\alpha_{\text{р}} + \cos\alpha_{\text{р}}\, \text{tg}\,\rho), \text{ Н}. \qquad (15)$$

Здесь $k_{\text{пр}} = \left(1 + \frac{\sigma}{C_{\text{сц}}} \cdot \text{tg}\,\rho\right)$, $k_{\alpha} = (\sin\alpha_{\text{р}} + \cos\alpha_{\text{р}}\, \text{tg}\,\rho)$ безразмерные коэффициенты зависят от условий эксплуатации $k_{\text{пр}} = 1{,}3–2{,}0$; $k_{\alpha} = 1{,}3–1{,}4$.

Формулы (14), (15) записывают в сокращенной форме записи:

$$P_{\text{рых}} = C_{\text{сц}} \cdot d_{\text{з}}^2 \cdot k_{F\,\text{пр}\,\alpha}, \qquad (16)$$

где $k_{F\,\text{пр}\,\alpha} = 0{,}43 \left(1 + \frac{\sigma}{C_{\text{сц}}} \cdot \text{tg}\,\rho\right) \cdot (\sin\alpha_{\text{р}} + \cos\alpha_{\text{р}}\, \text{tg}\,\rho)$ – безразмерный коэффициент, учитывающий форму площади контакта, отношения величин σ и $C_{\text{сц}}$, угла рыхления и трения. Коэффициент зависит от условий эксплуатации. Для предварительных расчетов принимают $k_{F\,\text{пр}\,\alpha} = 0{,}97$.

Для фрез с несколькими зубьями величины, установленные по формулам (15), (16), необходимо умножить на число зубьев:

$$P_{\text{рых}} = C_{\text{сц}}\, d_{\text{з}}^2 \cdot k_{F\,\text{пр}\,\alpha} \cdot z_{\text{з}}, \text{ Н},$$

где $z_{\text{з}}$ – число зубьев на фрезе, контактирующих с материалом за оборот фрезы.

Рабочие органы с затуплением. Затупление режущих рабочих органов (ножа, зуба и др.) влияет на сопротивление копанию и рыхлению. Упрощенная схема процесса и реологическая модель напряженного состояния грунта в зоне затупления резца (ножа, зуба и др.) приведены на рис. 3.

Сопротивление затупления ножа с любой формой площадки затупления определяется

$$P_{\text{З}} = C_{\text{сц}} \cdot F_{\text{з}} \cdot \left(1 + \frac{\sigma}{C_{\text{сц}}} \cdot \text{tg}\,\rho\right) \cdot (\sin\alpha_{\text{з}} + \cos\alpha_{\text{з}} \cdot \text{tg}\,\rho), \text{ Н}. \qquad (17)$$

В сокращенной форме

$$P_{\text{З}} = C_{\text{сц}} \cdot F_{\text{з}} \cdot k_{\rho\cdot\alpha}. \qquad (18)$$

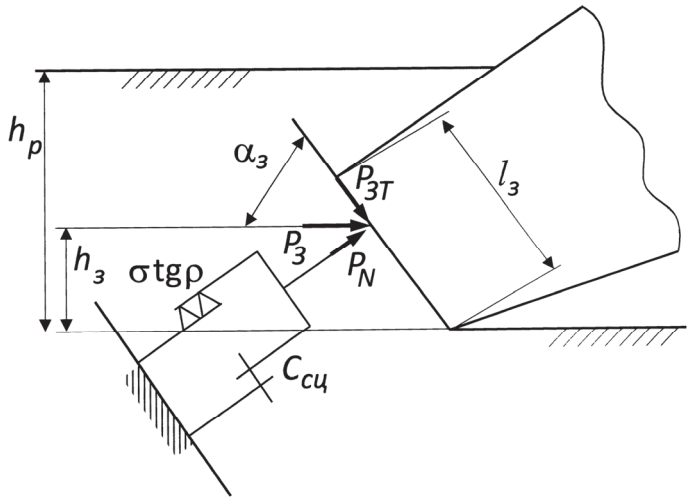


Рис. 3. Схема процесса внедрения в материал участка затупления рабочего органа и реологическая модель напряженного состояния материала в зоне контакта

Сопротивление затупления ножа с прямоугольной формой площадки затупления:

$$P_З = C_{сц} \cdot l_з b_з \cdot \left(1 + \frac{\sigma}{C_{сц}} \cdot \operatorname{tg} \rho\right) \cdot (\sin \alpha_з + \cos \alpha_з \cdot \operatorname{tg} \rho), \text{ Н.}$$

В сокращенной форме

$$P_З = C_{сц} \cdot l_з b_з \cdot k_{\rho \cdot \alpha}. \qquad (19)$$

Здесь $k_{\rho \cdot \alpha} = \left(1 + \frac{\sigma}{C_{сц}} \cdot \operatorname{tg} \rho\right) \cdot (\sin \alpha_з + \cos \alpha_з \cdot \operatorname{tg} \rho)$ – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние отношения давления σ к $C_{сц}$ материала, угла затупления и трения. Величина $k_{\rho \cdot \alpha}$ зависит от условий эксплуатации. Предварительные расчеты выполняются при $k_{\rho \cdot \alpha} = 1{,}5$. Зависимости определяют силы сопротивления затупления для одного элемента. При наличии нескольких элементов затупления зависимости (17), (18), (19) умножаются на количество элементов $z_э$.

Рассмотренный материал позволяет сделать ряд обобщающих замечаний. Разработанные зависимости (10)–(19) определяют сопротивление резанию и копанию рабочими органами с острым лезвием, взаимодействующим с грунтом или лезвиями с затуплением. Полученные зависимости позволяют учесть влияние практически всех основных параметров процесса копания на силы сопротивления, действующие на рабочий орган любой конфигурации, формы и конструктивного исполнения.

Результаты расчета сопротивлений резанию и копанию грунтов по предлагаемой методике сопоставлялись с экспериментальными данными, выполненными в лаборатории [2]. Результаты сопоставления приведены в табл. 1.

Таблица 1

Сопоставление сопротивлений резания грунтов ножом скрепера, замеренных экспериментально, с расчетом

Тип рабочего органа	Параметры рабочего органа			Свойства разрабатываемого грунта			Сопротивление резанию, Н		
	Ширина резания B, м	Глубина резания h, м	Площадь стружки F, м^2	Угол резания α, град.	Сцепление $C_{сц}$, Н/м^2	Объемный вес γ, Н/м^3	Угол трения ρ, град.	Эксперимент	Расчет
Нож скрепера	1,38	0,1	0,14	45°	25 000	18 000	41°	8750	8750
	1,26	0,045	0,057	45°	25 000	18 000	41°	3700	4020
	1,4	0,08	0,11	40°	14 000	18 000	38,5°	3100	3850

Рассмотренный материал позволяет сделать следующие выводы.

Для машин с традиционной схемой воздействия на грунт расчет сопротивлений может быть получен как по формулам Н.Г. Домбровского, так и по новым предложенным зависимостям.

Для инновационных рабочих органов землеройных машин [6] расчеты могут быть выполнены только по новым зависимостям, так как для инновационных, новых рабочих органов нет экспериментально установленных коэффициентов $k_{коп}$.

Предложенные зависимости для расчета сил сопротивления резанию и копанию рабочими органами землеройных машин на основе анализа реологических моделей напряженного состояния среды, грунта базируются на стандартных известных прочностных характеристиках разрабатываемой среды: сцеплении при сдвиге $C_{сц}$, коэффициенте трения tgρ, коэффициенте вязкого сопротивления η, линейных размерах рабочего органа и скорости его движения. Расчетные формулы не требуют предварительного получения специальных эмпирических коэффициентов, как это имеет место в формулах (1) и (2).

Известны исследования по интенсификации процесса землеройных машин за счет использования физико-технических воздействий на свойства разрабатываемого материала (ультра-, инфраколебаний, электрического, термического и химического воздействия и др.). В этом случае необходимые сведения об изменении физических параметров среды (сцепления $C_{сц}$, коэффициента трения, пределов прочности сжатию, сдвига и др.) происходят под воздействием приемов интенсификации.

Предложенный метод полезен в расчетах на этапе проектирования инновационных рабочих органов для резания и копания грунтов. Метод позволяет оценить материальную, энергетическую и экономическую эффективность инновационного решения. В статье рассмотрены общие положения. Все замечания будут с благодарностью рассмотрены.

Список литературы

1. Домбровский Н.Г.Экскаваторы. Общие вопросы теории, проектирования, исследования и применения. М., 1969.

2. Зеленин А.Н., Баловнев В.И., Керов И.П. Машины для земляных работ. М., 1975.

3. Машины для земляных работ. Конструкция. Расчет. Потребительские свойства: в 2 кн. Кн. 2. Погрузочно-разгрузочные и уплотняющие машины: учеб. пособие для вузов / В.И. Баловнев, С.Н. Глаголев, Р.Г. Данилов и др.; под общ. ред. В.И. Баловнева. Белгород, 2012.

4. Баловнев В.И. Оценка инновационных предложений в дорожной и строительной технике. М., 2008.

5. Баловнев В.И. Строительные погрузчики. Развитие конструкции. Устройство. Теория. Расчет. Выбор: учеб. пособие / В.И. Баловнев, Р.Г. Данилов, А.Г. Савельев; под общей ред. В.И. Баловнева. М., 2015.

6. Баловнев В.И., Данилов Р.Г., Селиверстов Н.Д. Анализ параметров и режимов работы основных систем ресайклера // Строительные и дорожные машины, 2014. № 10. С. 45–48.

УДК 621.878.25

Л.А. Хмара, О.А. Дахно

Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры

Экспериментальные исследования на физических моделях процесса копания грунта телескопическим рабочим оборудованием одноковшового экскаватора

Актуальность вопроса. В настоящее время строительство является одной из наиболее дорогих и распространенных сфер промышленности. Практика строительства показала, что с повышением объемов земляных работ, увеличились и объемы производства машин и различного рабочего оборудования (РО) для этих работ.

Одним из основных направлений усовершенствования строительных гидравлических экскаваторов является увеличение продуктивности, понижение энергозатрат на разработку грунта, расширение технологических

© Хмара Л.А., Дахно О.А., 2016

возможностей, повышение надежности и долговечности и т. д. [1, 2, 6, 8, 9, 11]. Изменение линейных параметров рабочего оборудования позволяет максимально расширить технологические возможности экскаваторов.

В традиционных конструкциях рабочего оборудования изменение линейных размеров достигается за счет использования сменных рабочих органов (например, сменных рукоятей различной длины), но это имеет ряд недостатков: трудоемкость замены одного рабочего органа другим, ступенчатое изменение геометрических параметров при замене РО [2, 4, 5, 7].

Экскаваторы, оснащенные телескопическим РО (ТРО), а именно телескопической стрелой и рукоятью, заслуживают особого внимания [1, 2, 9]. Они обладают рядом преимуществ по сравнению с традиционным РО: достигается широкий диапазон изменения линейных параметров, при этом изменение этих параметров происходит плавно, а также появляется возможность объединения рабочих операций с одновременным изменением линейных размеров рабочего оборудования [6–9].

Основной материал. Физическое моделирование позволяет с минимальными затратами провести исследования новых конструкционных решений рабочих органов землеройных машин и оптимизацию их параметров. Методология моделирования рабочих процессов землеройных машин базируется на теории подобности.

Для исследования процесса взаимодействия ТРО одноковшового экскаватора с моделируемой грунтовой средой были разработаны стендовое оборудование, физическая модель ТРО и параметрический ряд моделей ковшей. Общий вид стенда представлен на рис. 1.

Стенд для исследования включает в себя грунтовый контейнер *1*, выполненный в виде короба сварной конструкции, в котором находится моделируемая грунтовая среда *2*, раму *3* с закрепленным на верхней плоскости поворотным механизмом 4. Поворотный механизм *4* (рис. 2, *б*) представляет собой резьбовое соединение втулки с внутренней резьбой М40 5, закрепленной на раме *3*, с поворотной колонкой *6*, в нижней части которой нарезана наружная резьба, которая обеспечивает свободное вращение поворотной колонки на 360°. Фиксирование поворотной колонки *6* в нужном направлении обеспечивается контргайкой *7*. В верхней части поворотной колонки *6* шарнирно закреплена модель телескопического рабочего оборудования *8*. Также на раме *3* размещен блок питания с электронным блоком управления *9*, которые размещены в одном корпусе. К электронному блоку управления подключены линейные приводы *10*, *11* и *12* модели телескопического РО 8, управление которыми осуществляется при помощи пульта *13*. Также на раме *3* размещен прибор «TenzoM-8» *14* – восьмиканальный тензомостовой измеритель/регистратор для мостовых и полумостовых схем включения тензодатчиков, данные из прибора через USB-порт передаются на персональный компьютер.

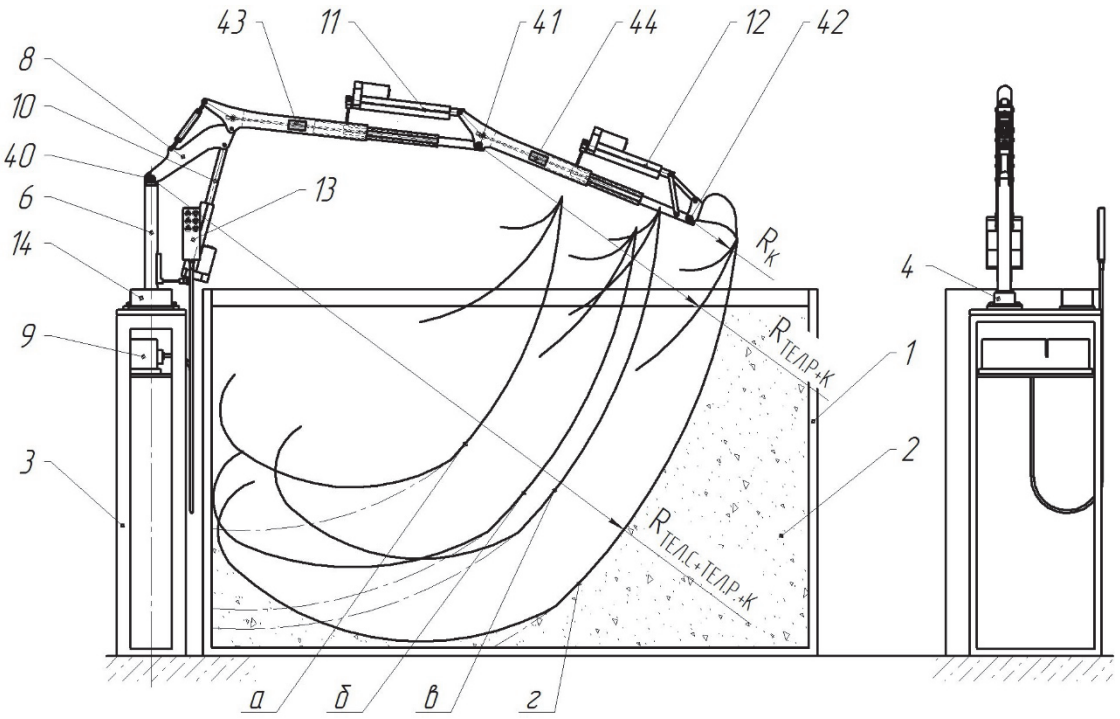


Рис. 1. Общий вид стенда для проведения экспериментальных исследований $R_К$, $R_{ТЕЛ.Р.+К.}$, $R_{ТЕЛ.С.+ТЕЛ.Р.+К.}$ – радиусы копания ковшом, рукоятью с выдвинутым телескопом плюс ковш, стрелой с выдвинутым телескопом плюс рукоять с выдвинутым телескопом плюс ковш, соответственно; *а* – траектория копания при втянутых телескопах стрелы и рукояти (традиционная конструкция РО); *б* – то же, при втянутом телескопе стрелы и выдвинутом телескопе рукояти; *в* – то же, при выдвинутом телескопе стрелы и выдвинутом телескопе рукояти; *г* – то же, при выдвинутых телескопах стрелы и рукояти

Модель ТРО 8 (рис. 2) состоит из нижней части стрелы *15*, которая шарнирно закреплена осью *16* на поворотной колонке *6*, на ней размещены оси вращения *17* и *18* верхней части стрелы *19* и штока линейного привода *10* соответственно. Также на нижней части стрелы *15* размещен стягивающий механизм *20* изменения угла между нижней и верхней частями стрелы. Корпус линейного привода 10 шарнирно закреплен на тензометрическом звене *21*, которое винтами крепится к поворотной колонке *6*. Верхняя часть стрелы *15* состоит из двух боковых пластин *22* (рис. 3, *а*), на которых закреплены трехсекционные телескопические механизмы *23*, длиной 360/720 мм. Между двумя телескопическими механизмами закреплена сердцевина *24* – прямоугольная труба сечением 10×25 мм, обеспечивающая жесткость конструкции, и тензометрическое звено *25*. Тензометрическое звено *25* повторяет конструкцию звена *21* и представляет собой Г-образный кронштейн, который состоит из двух частей – верхней, выполненной из стали 45ХНФА с наклеенными на нее тензорезисторами КФ5П1-10-200-А-12, и нижней, которая повторяет сечение сердцевины *24*; также

нижняя часть тензометрического звена имеет отверстие диаметром 6 мм с нарезанной резьбой М6. Выдвижение и втягивание телескопического механизма *23* происходит за счет вращения шпильки *26* с резьбой М6 в резьбе тензометрического звена *25*. Свободный конец шпильки 26 заходит в сердцевину *24*, а на другом конце шпилька имеет шестигранное сечение, и шарнирно закреплена в распорке *27*.

На конце сердцевины *24* размещен шарнир *28* крепления рукояти *29*. Рукоять *29* состоит из двух боковых пластин *30* (рис. 3, *а*), на которых закреплены трехсекционные телескопические механизмы *31* длиной 300/600 мм.

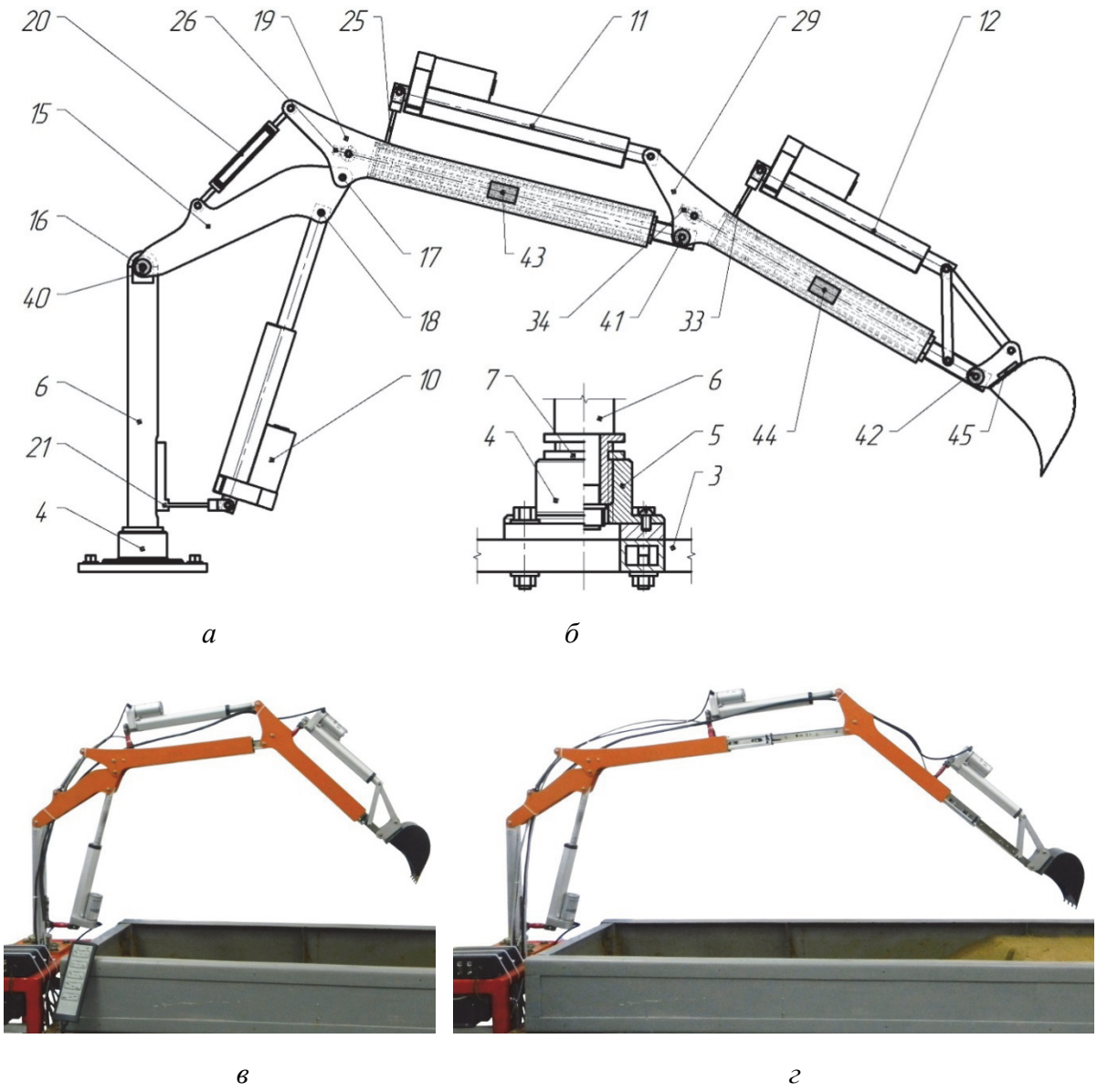
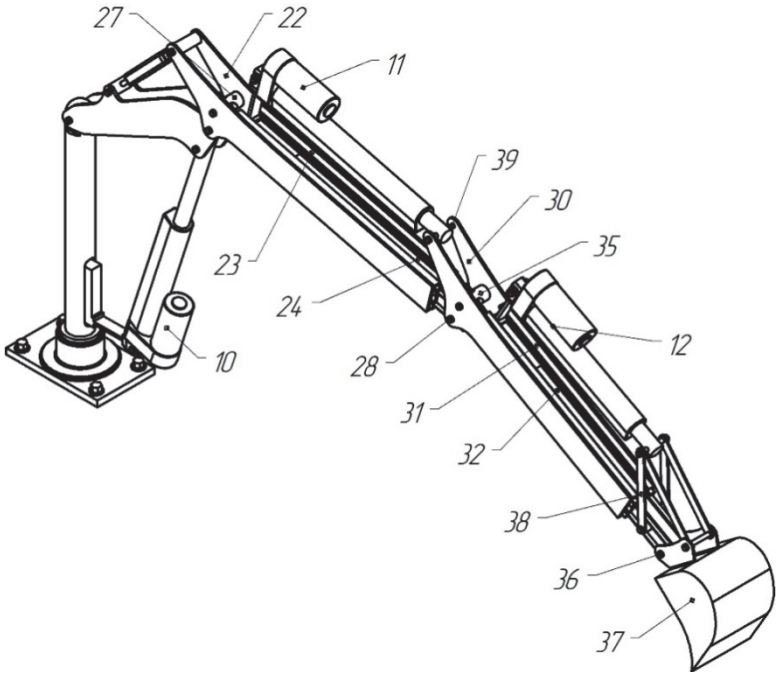


Рис. 2. Физическая модель ТРО одноковшового экскаватора: *а* – схематический общий вид; *б* – механизм вращения; *в* – при втянутых телескопах стрелы и рукояти; *г* – при выдвинутых телескопах стрелы и рукояти



а

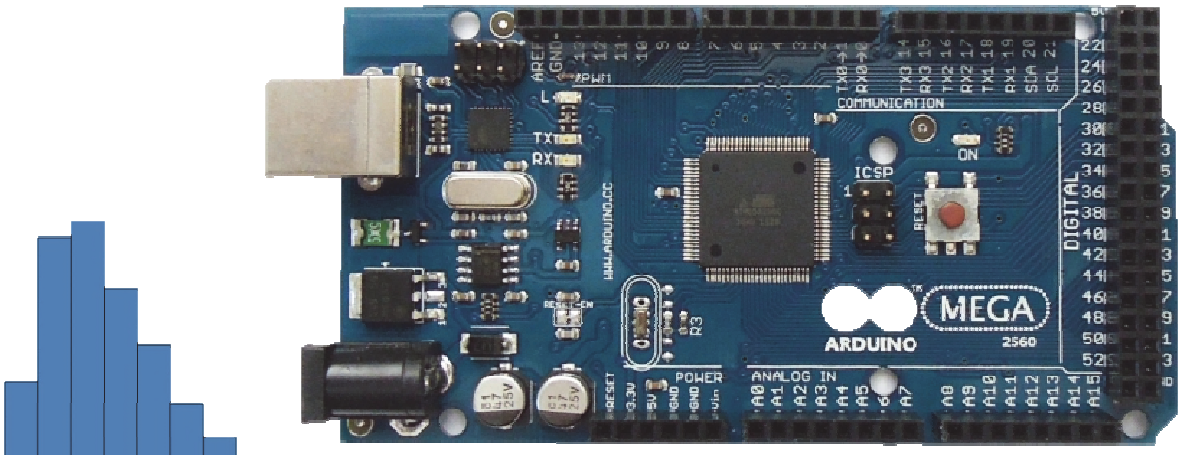
б

Рис. 3. ТРО одноковшового экскаватора: *а* – аксонометрическая проекция модели; *б* – физическая модель

Между двумя телескопическими механизмами закреплена сердцевина *32* – прямоугольная труба сечением 10×25 мм, обеспечивающая жесткость конструкции, и тензометрическое звено *33*, имеющее конструкцию, аналогичную тензозвеньям *21* и *25*. Выдвижение и втягивание телескопического механизма *31* осуществляется за счет вращения шпильки *34* с резьбой М6 в резьбе тензометрического звена *33*. Свободный конец шпильки *34* заходит в сердцевину *32*, а на противоположном конце шпиль-

ка имеет шестигранное сечение и шарнирно закреплена в распорке *35*. На свободном конце сердцевины *32* размещен шарнир *36* крепления ковша *37*, а также ось вращения четырехзвенного механизма *38*. Вращение рукояти осуществляется линейным приводом *11*, шток которого шарнирно закреплен на оси-распорке *39* рукояти, а корпус – шарнирно закреплен на тензометрическом звене *25*. Вращение ковша *37* осуществляется линейным приводом *12*, шток которого шарнирно закреплен на четырехзвенном механизме *38*, а корпус – шарнирно закреплен на тензометрическом звене *33*. Углы поворота ковша *37* относительно оси рукояти *29*, рукояти *29* относительно оси верхней части стрелы *19* и нижней части стрелы *15* относительно поворотной колонки *6* регистрируются датчиками переменного сопротивления *40*, *41* и *42* соответственно. Датчики подключены по полумостовой схеме и подсоединены к прибору «TenzoM-8» 14.

Кроме датчиков *40*, *41* и *42* верхняя часть стрелы, рукоять и ковш оборудованы датчиками MPU-6050 *43*, *44* и *45* соответственно. Датчик MPU-6050 представляет собой трехосевой акселерометр и трехосевой гироскоп для определения магнитных и зенитных углов, для определения пространственного позиционирования рабочего оборудования и рабочего органа (рис. 4, *а*).



а *б*

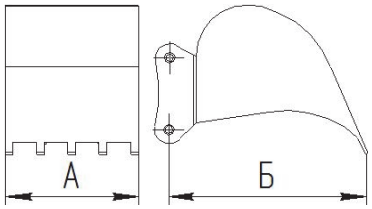
Рис. 4. Датчик MPU-6050 (*а*); контроллер Arduino Mega 2560 Rev3 (б)

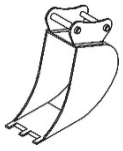
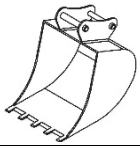
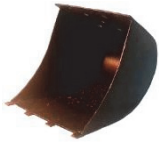
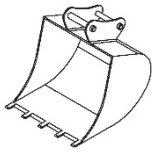
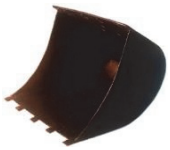
Датчики 43, 44 и 45 подключаются к контроллеру Arduino Mega 2560 Rev3 (рис. 4, *б*).

Для всеохватывающих осциллографических исследований процесса взаимодействия с разрабатываемой грунтовой средой модели телескопического РО одноковшового экскаватора был изготовлен параметрический ряд моделей ковшей в масштабе $k_l = 10$. Параметрический ряд состоит из 5 ковшей, параметры которых приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры ковшей



№	А Ширина ковша, м	Б Радиус ковша, м	Вмести-мость ковша, дм^3	Масса ковша, кг	Исследуемые модели ковшей	
					3-D схема	Фото
1	0,060	0,150	0,44	0,530		
2	0,080	0,150	0,65	0,600		
3	0,100	0,150	0,86	0,690		
4	0,120	0,150	1,08	0,780		
5	0,140	0,150	1,3	0,850		

Для исследования процесса копания телескопическим РО одноковшового экскаватора предлагается использовать рототабельный центральный композиционный план второго порядка для 4 факторов с доверительной вероятностью 0,95, который состоит из 31 точки N: 16 точек ядра – $n_я$; 8 «звездных» точек и 7 точек в центре плана (табл. 3). Ядро плана составляется заменой факторов на двух осях координат, определяя величину «звездного» плеча α (расстояние от нулевой точки до «звездной» по оси координат) по формуле $\alpha = 2^{k/4}$ и равняется 2,00. Этот план наиболее полно описывает процесс взаимодействия телескопического РО одноковшового экскаватора с моделированной грунтовой средой.

Факторы и уровни их вариации приведены в табл. 2.

Таблица 2

Уровни вариации факторов

Факторы	Код. знач.	Уровни вариации					Интервал варьирования
		–2	–1	0	+1	+2	
$L_{\text{Т.СТР}}$ – длина стрелы, м	X_1	0,432	0,504	0,576	0,648	0,720	0,72
$L_{\text{Т.РУК}}$ – длина рукояти, м	X_2	0,360	0,420	0,480	0,540	0,600	0,6
$b_{\text{КОВ}}$ – ширина режущей кромки ковша, м	X_3	0,060	0,080	0,100	0,120	0,140	0,02
$h_{\text{СТР}}$ – толщина стружки, м	X_4	0,010	0,015	0,020	0,025	0,030	0,005

Таблица 3

Матрица планирования четырехфакторного рототабельного центрального композиционного плана эксперимента

Номер опыта	X_1	X_2	X_3	X_4
1	–	–	–	–
2	+	–	–	–
3	–	+	–	–
4	+	+	–	–
5	–	–	+	–
6	+	–	+	–
7	–	+	+	–
8	+	+	+	–
9	–	–	–	+
10	+	–	–	+
11	–	+	–	+
12	+	+	–	+
13	–	–	+	+
14	+	–	+	+
15	–	+	+	+
16	+	+	+	+
17	–2,00	0	0	0
18	+2,00	0	0	0
19	0	–2,00	0	0
20	0	+2,00	0	0
21	0	0	–2,00	0
22	0	0	+2,00	0
23	0	0	0	–2,00
24	0	0	0	+2,00
25	0	0	0	0
26	0	0	0	0
27	0	0	0	0
28	0	0	0	0
29	0	0	0	0
30	0	0	0	0
31	0	0	0	0

Результаты эксперимента по четырехфакторному рототабельному центральному композиционному плану можно описать уравнением регрессии второго порядка:

$$y_u = b_0 + \sum_{i=1}^{n} b_i \cdot x_i + \sum_{i=1}^{n} b_i \cdot x_i \cdot x_j + \sum_{i=1}^{n} b_{ii}^2 \cdot x_i^2, \qquad (1)$$

где b_0 – остаточный член уравнения; b_i – коэффициент линейной регрессии для i-го фактора; b_{ii} – коэффициент регрессии при квадратичном члене i-го фактора; $b_{i,j}$ – коэффициент взаимодействия i-го и j-го факторов.

Обработка полученных данных с помощью компьютерной программы для ОС Windows STATGRAPHICS Centurion XVI позволила получить регрессионные зависимости, которые:

- для касательной составляющей сопротивления грунта копанию $P_{01} = f(L_{\text{т стр}}, L_{\text{т рук}}, b_{\text{ков}}, h_{\text{стр}})$ представлены формулой 2 (рис. 5):

$$P_{01} = 381{,}923 - 12{,}0566\, L_{\text{т стр}} - 1498{,}48\, L_{\text{т рук}} + 13{,}5556\, b_{\text{ков}} +$$

$$+ 3858{,}77\, h_{\text{стр}} - 5{,}26902\, L_{\text{т стр}}^2 + 238{,}498\, L_{\text{т стр}}\, L_{\text{т рук}} - 207{,}934\, L_{\text{т стр}}\, b_{\text{ков}} -$$

$$- 1817{,}4\, L_{\text{т стр}}\, h_{\text{стр}} + 1802{,}07\, L_{\text{т рук}}^2\, b_{\text{ков}} - 1054{,}09\, L_{\text{т рук}}\, b_{\text{ков}} -$$

$$- 2778{,}83\, L_{\text{т рук}}\, h_{\text{стр}} + 9865{,}18\, b_{\text{ков}}^2 - 36001{,}9\, b_{\text{ков}}\, h_{\text{стр}} + 129506{,}0\, h_{\text{стр}}^2. \qquad (2)$$

- для активного усилия на приводе рукояти $F_{\text{гц.р}} = f(L_{\text{т стр}}, L_{\text{т рук}}, b_{\text{ков}}, h_{\text{стр}})$ представлены формулой 3 (рис. 6):

$$F_{\text{гц.р}} = 4015{,}08 - 1649{,}79\, L_{\text{т стр}} - 11803{,}1\, L_{\text{т рук}} - 3903{,}01\, b_{\text{ков}} -$$

$$- 48094{,}6\, h_{\text{стр}} + 346{,}259\, L_{\text{т стр}}^2 + 3071{,}04\, L_{\text{т стр}}\, L_{\text{т рук}} + 2388{,}09\, L_{\text{т стр}}\, b_{\text{ков}} +$$

$$+ 15751{,}0\, L_{\text{т стр}}\, h_{\text{стр}} + 10030{,}5\, L_{\text{т рук}}^2 - 662{,}896\, L_{\text{т рук}}\, b_{\text{ков}} +$$

$$+ 65252{,}6\, L_{\text{т рук}}\, h_{\text{стр}} + 46066{,}3\, b_{\text{ков}}^2 - 75142{,}7\, b_{\text{ков}}\, h_{\text{стр}} + 740082{,}0\, h_{\text{стр}}^2. \qquad (3)$$

- для массы грунта в ковше $m_{\text{гр}} = f(L_{\text{т стр}}, L_{\text{т рук}}, b_{\text{ков}}, h_{\text{стр}})$ представлены формулой 4 (рис. 7):

$$m_{\text{гр}} = -7{,}50635 + 6{,}66956\, L_{\text{т стр}} + 14{,}7396\, L_{\text{т рук}} + 60{,}8646\, b_{\text{ков}} -$$

$$- 29{,}8333\, h_{\text{стр}} - 14{,}9699\, L_{\text{т стр}}^2 + 7{,}95718\, L_{\text{т стр}}\, L_{\text{т рук}} + 15{,}191\, L_{\text{т стр}}\, b_{\text{ков}} +$$

$$+ 256{,}944\, L_{\text{т стр}}\, h_{\text{стр}} - 20{,}1678\, L_{\text{т рук}}^2 - 4{,}6875\, L_{\text{т рук}}\, b_{\text{ков}} +$$

$$+ 79{,}1667\, L_{\text{т рук}}\, h_{\text{стр}} - 256{,}51\, b_{\text{ков}}^2 + 150{,}0\, b_{\text{ков}}\, h_{\text{стр}} - 3404{,}17\, h_{\text{стр}}^2. \qquad (4)$$

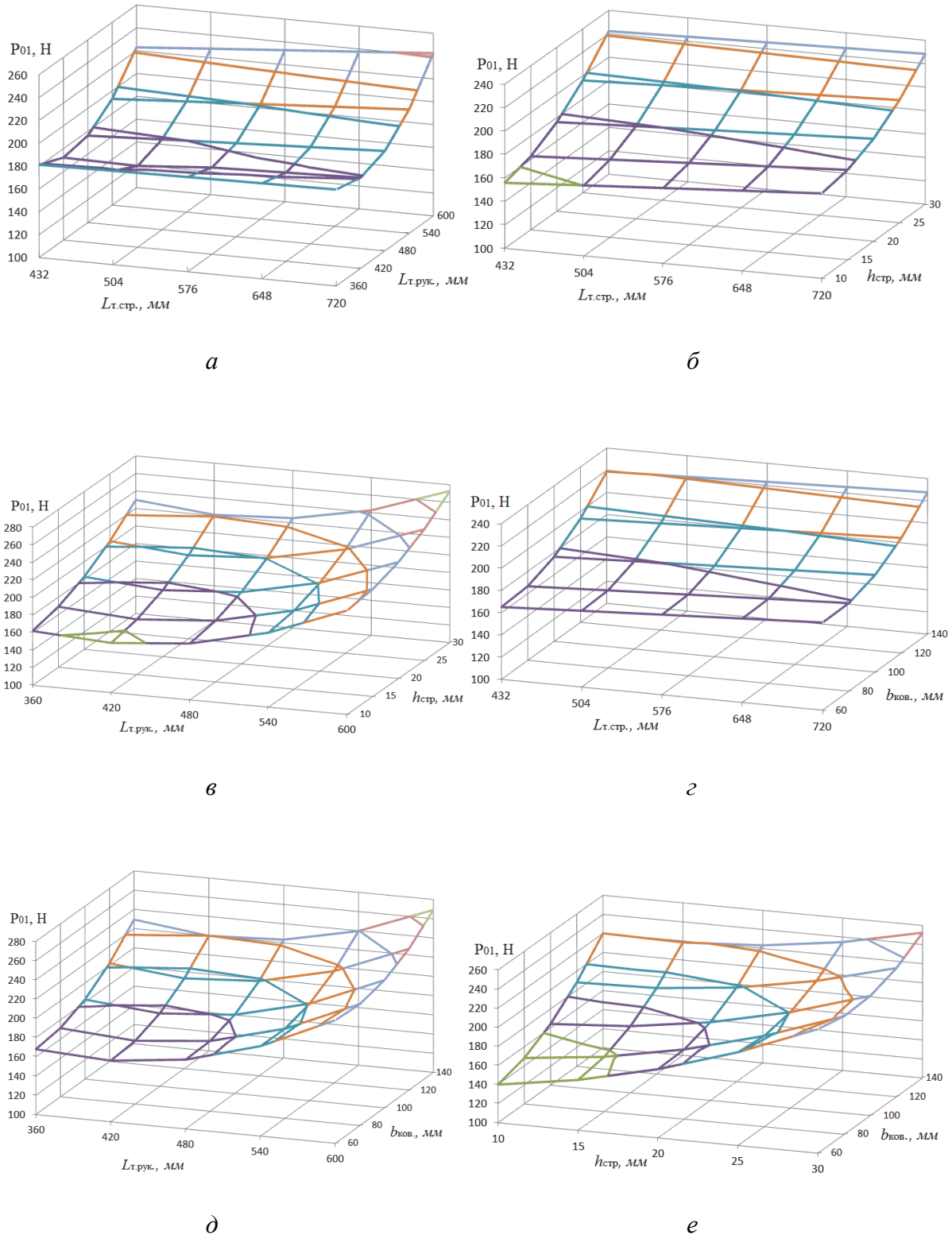


Рис. 5. Поверхности отклика касательной составляющей сопротивления грунта копанию P_{01}: *а* – $P_{01} = f(L_{т\ стр}, L_{т\ рук})$; *б* – $P_{01} = f(L_{т\ стр}, h_{стр})$; *в* – $P_{01} = f(L_{т\ рук}, h_{стр})$; *г*– $P_{01} = f(L_{т\ стр}, b_{ков})$; *д* – $P_{01} = f(L_{т\ рук}, b_{ков})$; *е* – $P_{01} = f(h_{стр}, b_{ков})$

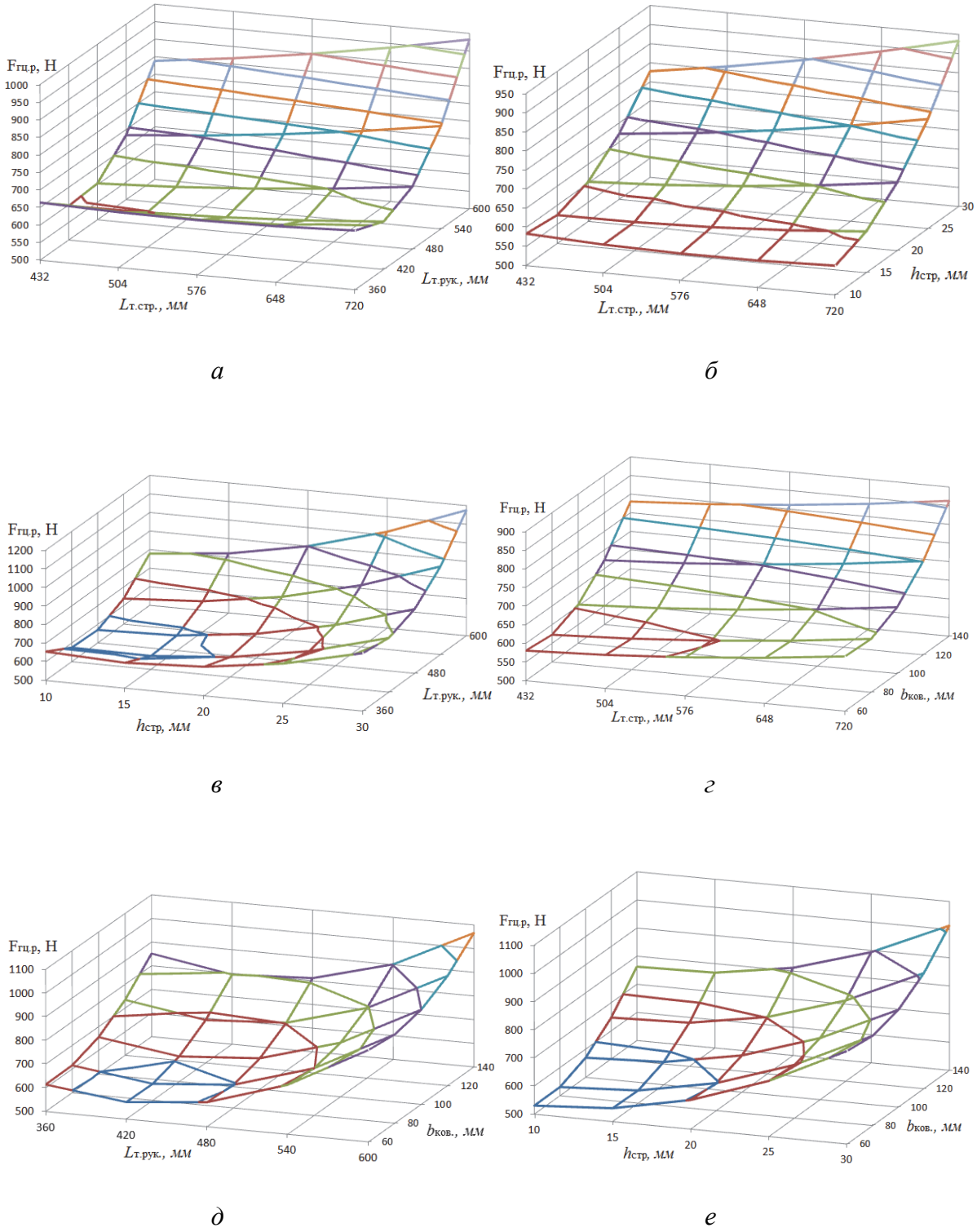


Рис. 6. Поверхности отклика активного усилия на приводе рукояти $F_{гц.р}$: *а* – $F_{гц.р} = f(L_{т\ стр}, L_{т\ рук})$; *б* – $F_{гц.р} = f(L_{т\ стр}, h_{стр})$; *в* – $F_{гц.р} = f(L_{т\ рук}, h_{стр})$; *г*– $F_{гц.р} = f(L_{т\ стр}, b_{ков})$; *д* – $F_{гц.р} = f(L_{т\ рук}, b_{ков})$; *е* – $F_{гц.р} = f(h_{стр}, b_{ков})$

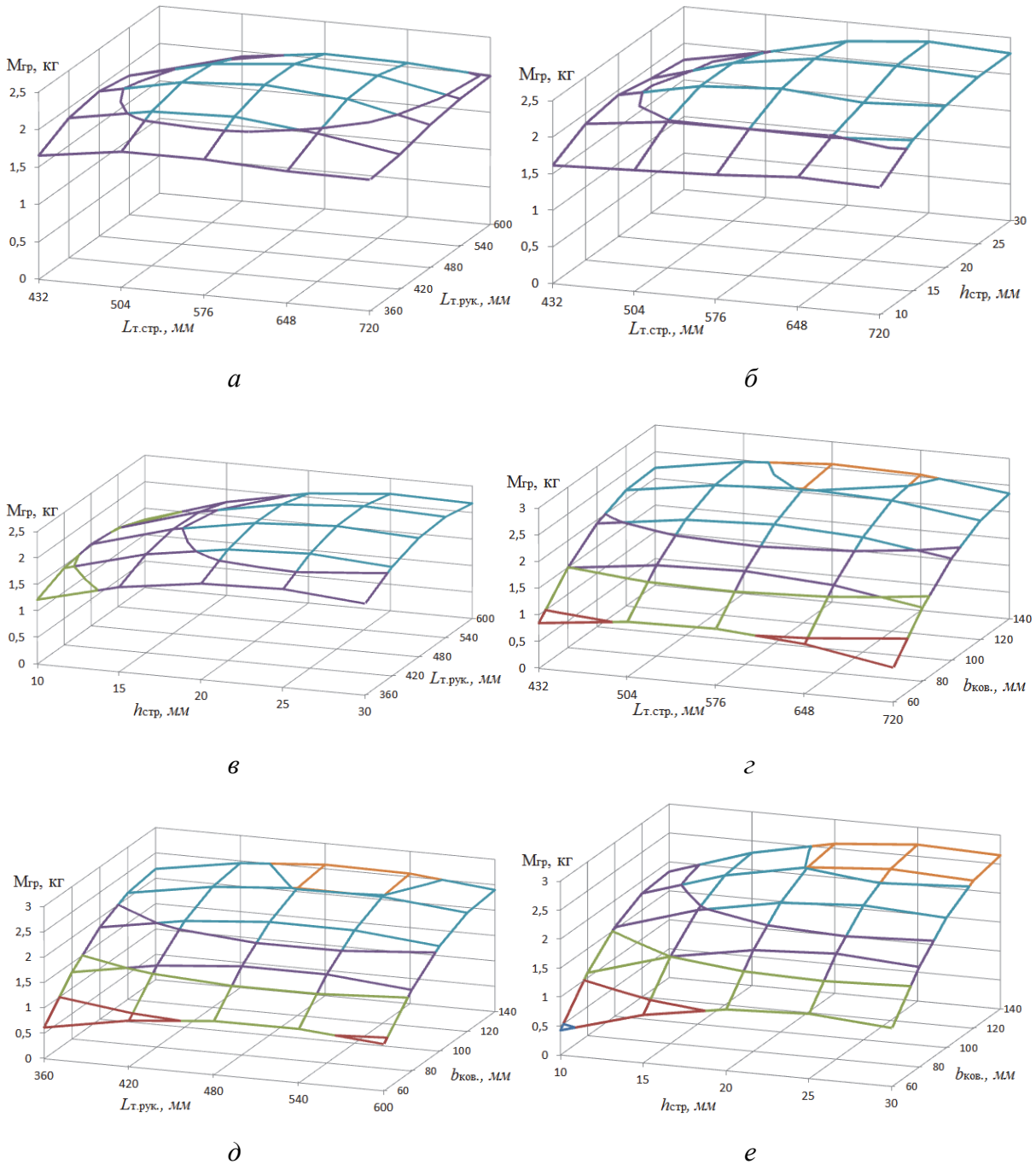


Рис. 7. Поверхности отклика массы грунта в ковше $m_{гр}$: *а* – $m_{гр} = f\,(L_{т\ стр}, L_{т\ рук})$; *б* – $m_{гр} = f\,(L_{т\ стр}, h_{стр})$; *в* – $m_{гр} = f\,(L_{т\ рук}, h_{стр})$; *г*– $m_{гр} = f\,(L_{т\ стр}, b_{ков})$; *д* – $m_{гр} = f\,(L_{т\ рук}, b_{ков})$; *е* – $m_{гр} = f\,(h_{стр}, b_{ков})$

Анализ результатов проведенных экспериментальных исследований позволил сделать следующие **выводы:**

1. Предложена конструкция ТРО одноковшовых экскаваторов, которая позволяет значительно расширить диапазон линейных параметров РО и увеличить глубину копания, а именно: при втянутом телескопе стрелы и выдвинутом телескопе рукояти на 33 %, при выдвинутом телескопе

стрелы и втянутом телескопе рукояти на 41,6 %, при выдвинутых телескопах стрелы и рукояти на 83,3 % по сравнению с РО при втянутых телескопах стрелы и рукояти (см. рис. 1).

2. Определен характер изменения касательной составляющей сопротивления грунта копанию P_{01} от длины верхней части стрелы $L_{\text{т стр}}$, длины рукояти $L_{\text{т рук}}$, ширины режущей кромке ковша $b_{\text{ков}}$ и толщины вырезаемой стружки $h_{\text{стр}}$:

- изменение длины верхней части стрелы $L_{\text{т стр}}$ приводит к возрастанию сопротивления грунта копанию на 0,8–1,1 % и носит линейный характер (рис. 5, *а–г*);
- изменение длины рукояти $L_{\text{т рук}}$ приводит к сросту сопротивления грунта копанию на 22–31 % и имеет параболический характер (рис. 7, *а*, *в*, *д*);
- толщина вырезаемой стружки $h_{\text{стр}}$ и ширина режущей кромки ковша $b_{\text{ков}}$ наибольшим образом влияет на рост сопротивления грунта копанию 57 и 63 % соответственно (рис. 5, *б–е*).

3. Определен характер изменения активного усилия в приводе рукояти $F_{\text{гц.р}}$ от длины верхней части стрелы $L_{\text{т стр}}$, длины рукояти $L_{\text{т рук}}$, ширины режущей кромке ковша $b_{\text{ков}}$ и толщины вырезаемой стружки $h_{\text{стр}}$:

- изменение длины верхней части стрелы $L_{\text{т стр}}$ приводит к возрастанию активного усилия в приводе рукояти на 6,1–10,2 % (рис. 6, *а*, *б*, *г*);
- изменение длины рукояти $L_{\text{т рук}}$ приводит к росту активного усилия в приводе рукояти на 26,2–46,3 % (рис. 6, *а*, *в–д*);
- толщина вырезаемой стружки $h_{\text{стр}}$ и ширина режущей кромки ковша $b_{\text{ков}}$ приводят к росту активного усилия в приводе рукояти на 51 и 60,7 % соответственно (рис. 6, *б–е*).

4. Определен характер изменения массы отрытого грунта в ковше $m_{\text{гр}}$ от длины верхней части стрелы $L_{\text{т стр}}$, длины рукояти $L_{\text{т рук}}$, ширины режущей кромки ковша $b_{\text{ков}}$ и толщины вырезаемой стружки:

- увеличение траектории копания грунта за счет увеличения линейных параметров РО позволяет получить максимальное наполнение ковшей (рис. 7, *а–д*).

5. Полученные уравнения регрессии по касательной составляющей сопротивлению грунта копанию $P_{01} = f\,(L_{\text{т стр}}, L_{\text{т рук}}, b_{\text{ков}}, h_{\text{стр}})$, активному усилию в приводе рукояти $F_{\text{гц.р}} = f\,(L_{\text{т стр}}, L_{\text{т рук}}, b_{\text{ков}}, h_{\text{стр}})$ и массе вырытого грунта $m_{\text{гр}} = f\,(L_{\text{т стр}}, L_{\text{т рук}}, b_{\text{ков}}, h_{\text{стр}})$, (2), (3), (4) соответственно позволяют оценить изменение указанных факторов с достоверностью 95 %.

6. Применение ТРО одноковшового экскаватора с выдвинутыми телескопическими секциями стрелы и рукояти, втянутыми телескопическими секциями стрелы и выдвинутыми телескопическими секциями рукояти целесообразно применять на грунтах 1 и 2 категорий, а на грунтах 3 категории – с предварительным рыхлением, при этом следует придерживаться минимальной толщины вырезаемой стружки.

7. Применение ТРО одноковшового экскаватора с выдвинутыми телескопическими секциями стрелы и втянутыми телескопическими секциями рукояти целесообразно применять на грунтах 1–3 категорий во всех режимах.

Список литературы

1. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Интенсификация разработки грунтов в дорожном строительстве. М., 1993.

2. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Повышение производительности машин для земляных работ. Киев, 1988.

3. Гаркави Н.Г. Машины для земляных работ. М.,1982.

4. Зеленин А.Н., Баловнев В.И., Керов И.П. Машины для земляных работ. М., 1975.

5. Зеленин А.Н. Основы разрушения грунтов механическими способами. М., 1968.

6. Хмара Л.А., Дахно О.О. Визначення теоретичного об'ємукопання ґрунту одноківшевим екскаватором з телескопічним робочим обладнанням // Строительство, материаловедение, машиностроение. ПГАСиА. Днепропетровск, 2012. Вып. 66. 4. 2. С. 38–49.

7. Хмара Л.А., Кравець С.В., Скоблюк М.П. Машин и для земляних робіт: підручник. Х., 2014.

8. Хмара Л.А., Дахно О.О. Телескопическое рабочее оборудование гидравлического экскаватора и оценка его эффективности // Строительные и дорожные машины. Вып. № 11. М., 2013.

9. Хмара Л.А., Дахно О.О. Телескопічне робоче обладнання гідравлічного екскаватора, оцінка його ефективності та визначення об'єму копання ґрунту // Строительство, материаловедение, машиностроение. ПГАСиА. Днепропетровск, 2012. Вып. 66. 4. 2. С. 29–37.

УДК 621.878.879

В.П. Павлов
Сибирский федеральный университет

Основания системотехники многоцелевых землеройных машин

Землеройные машины, как объект исследования и проектирования, рассматриваются в аспекте применения информационных технологий на всех этапах жизненного цикла. Такой подход ориентирован на повышение конкурентоспособности машин и средств их проектирования, существенно сокращая и удешевляя общий цикл проектирования и производства машин.

© Павлов В.П., 2016

Многоцелевые землеройные машины (МЗМ) как предмет исследования и проектирования отличают [1]:

- необходимость рассмотрения машин как продукта и средства труда;
- высокий динамизм в развитии конструкции;
- высокая динамика выполнения элементов рабочего цикла;
- тенденция к повышению энергонасыщенности и мобильности;
- широкие возможности развития за счет адаптации рабочего оборудования к изменяющимся условиям работы;
- физическая неоднородность процессов, происходящих в конструкции, приводе и рабочих процессах, вызывающая необходимость применения моделей различного типа.

С системных позиций в МЗМ можно выделить ряд специфических формальных признаков и свойств:

- наличие большого числа взаимодействующих элементов;
- многофункциональность и иерархичность строения;
- наличие общей цели функционирования системы, общего назначения, определяющего единство сложности и организации;
- переменность структуры, обеспечивающей многорежимный характер функционирования, возможность адаптации к различным производственным условиям как структуры, так и режимов функционирования;
- стохастический характер взаимодействия системы с внешней средой;
- наличие признаков эргономичности.

Перечисленные признаки могут быть оценены системно как минимум с двух направлений: для изучения реальной машины и для построения моделей, используемых при решении конкретно сформулированных задач. В первом случае в основу системного подхода положено использование соответствующих законов и категорий диалектики (часть и целое, содержание и форма, качество и количество и т. д.). Второе направление использования системного подхода связано с выбором определенного количества точек зрения, позволяющих построить адекватную модель [2].

Ряд задач анализа и синтеза подсистем машины и взаимодействия со средой могут быть решены традиционными методами. Неаддитивная сложность начинается тогда, когда в рассматриваемой системе объединяются не только технические и технологические процессы. К ним добавляются энергетические и информационные потоки, организационные, проектные процессы, антропологические факторы и др. элементы и подсистемы [3]. Это и определяет предмет *системотехники многоцелевых землеройных машин* (СМЗМ).

В связи с этим системотехника МЗМ представляет собой:

- конкретную методологию, связанную с целостным представлением МЗМ, процессов их исследования, проектирования, создания и развития;

- комплексную научно-техническую дисциплину, объединяющую знания, средства, методы и процедуры анализа и синтеза МЗМ;
- сферу деятельности, выделившуюся из традиционной инженерной практики и ориентированную на новые объекты – МЗМ.

Тогда приходим к следующему определению: системотехника многоцелевых землеройных машин – это методология, комплексная научно-техническая дисциплина и сфера инженерной деятельности, призванная заниматься проблемами изучения, разработки, создания, использования и совершенствования сложных системотехнических комплексов МЗМ в целях повышения их эффективности.

Основная цель СМЗМ – получение максимального эффекта от МЗМ. Основная цель складывается из ряда частных целей: формирование долгосрочных программ развития МЗМ и координации отдельных проектов; мониторинг за исследованиями и разработками МЗМ; оптимальное использование ресурсов при формировании программ развития МЗМ; предоставление разработчикам МЗМ информационных технологий, обеспечивающих сопровождение изделий в течение всего жизненного цикла (CAD/CAM/CAE-системы, CALS-технологии) и т. д. Все эти компоненты отражены в формализованном представлении понятия проекта (рис. 1) [1, 2].

Для множества рассматриваемых концепций проекта $\Omega_0 = \{\Omega(i)\}_{i=1, 2, ..., N}$, технического задания X_0 и условий реализации проекта Z_0 возможны, как правило, несколько реализуемых проектов, удовлетворяющих техническому заданию (ТЗ). Из множества таких проектов $D_x = \{x: V_0(x, X_0, Z_0) \le 0\}$ (V_0 – формальное условие допустимости проекта x при заданных X_0,Z_0) выбирается предпочтительный на основе критериев $Y_0 = F_0(x, X_0, Z_0)$. В случае векторного критерия предполагается, что существует некоторое правило W_0, позволяющее по значениям критериев на всем множестве D_x определить предпочтительный проект $\overline{x}$. В формализованном виде задача формирования рационального проекта (П) МЗМ представлена в виде кортежа $\Pi = \langle X_0, Z_0, \Omega_0, V_0, D_x, Y_0, F_0, W_0, \overline{x} \rangle$.

Становление СМЗМ. Формирующаяся дисциплина СМЗМ по существу стоит как бы над практикой машиностроения, опережая ее. Причем, в отличие от традиционных инженерных дисциплин, СМЗМ формируется по особому пути, в ней нет ориентации на какую-либо одну базовую дисциплину как образец проведения исследований.

Среди появившихся в последнее время наук выделяют три типа [4]: связующие, синтезирующие и проблемные. Последние не имеют своим предметом ту или иную форму движения материи, а возникают для решения какой-либо сложной проблемы, требующей комплексного подхода. Именно к таким дисциплинам и относится СМЗМ. Дальнейшее развитие

СМЗМ необходимо связывать с переходом системотехнических работ в среду интеллектуальных систем с усилием принципов информационно-семантического и лингвистического подходов.

Рис. 1. Группировка расчетных и эвристических задач, решаемых на основе информационно-логической модели проектирования МЗМ

Конкретной реализацией принципов системного подхода является концептуальное проектирование, включающее методики функционального, информационного и поведенческого проектирования. Наиболее известной методикой функционального проектирования сложных систем является методика SADT (Struktured Analysisand Design Technique), ставшая основой международного стандарта IDEF0. Разработку SADT-модели выполняют на основе иерархической совокупности диаграмм с лаконичным описанием функций. Рассмотрение объекта выполняют с позиции определенного аспекта (точки зрения) [5, 6].

Многие разработчики современных программных средств моделирования давно обратили внимание на то, что классы идеально подходят для описания реальных объектов. Однако программные классы с их набором методов необходимо заменить «классами-устройствами» с набором поведений, свойственных данному объекту. Если базовые классы априорно заданы, то конструирование на вычислительной машине ничем не отличается от конструирования традиционного: определяем элементную базу, выясняем, каких уникальных блоков не хватает, конструируем их и из получившихся элементов создаем сложное устройство [2, 5].

В той или иной мере идеи объектно-ориентированного проектирования реализованы в различных системах проектирования [2]. Конкретная реализация схемной модели насоса определяется особенностями постановки задачи моделирования и модифицируется от пятиполюсника до двухполюсника. При этом наследуются только те атрибуты общей модели (предка), которые необходимы в рассматриваемой задаче. В каждом исполнительном механизме гидромеханического привода машины инкапсулированы необходимые данные и методы, которые могут быть переопределены в конкретной реализации схемы привода.

Стратифицированное представление может использоваться и как средство последовательного углубления представления о системе, ее детализации: чем ниже опускаемся по иерархии страт, тем более детальным становится раскрытие системы; чем выше поднимаемся, тем яснее становится смысл и значение всей системы. Обосновать назначение и модели эффективности системы с помощью элементов нижней страты многоцелевых землеройных машинах практически невозможно. Такие модели становятся необозримыми. Но, с другой стороны, чтобы правильно понять и реализовать общий замысел системы, сконструировать систему, необходимо реализовать нижележащие страты. Смешанная иерархия системотехники как научно-технической дисциплины представляется рядом «эшелонов» публикаций по результатам исследований и разработок в той или иной мере приближенных к «переднему краю» исследований [3]. В них рассматриваются не только специальные вопросы, но и вопросы общего машиностроения, САПР и т. д. Второй эшелон составляют обзоры и рефе-

раты, подводящие первый итог публикациям и расчленяющие их массив на исследовательские направления (например, исследование рабочих органов активного действия). Второй эшелон завершается выходом монографий, в которых осуществляется теоретическое обобщение проведенного цикла исследований. Третий эшелон (научные школы) представлен учеными технических университетов, НИИ, инновационных центров и т. д.

В качестве простейшего примера стратифицированного описания приводится отображение МЗМ в виде двух страт (рис. 2).

Рис. 2. Упрощенное стратифицированное представление МЗМ

Важным условием моделирования МЗМ является учет неопределенности. Для уменьшения неопределенности ситуации выделяются *уровни сложности* принимаемого решения – слои, т. е. определяется совокупность последовательно решаемых проблем [7]. При этом выделение проблем осуществляется таким образом, чтобы решение вышележащей проблемы определяло бы ограничения (допустимую степень упрощения) при моделировании на нижележащем уровне, т. е. снижало бы неопределенность нижележащей проблемы, но без утраты замысла решения общей проблемы.

При постановке и решении таких задач нельзя раз и навсегда определить цели, выбрать конкретные действия: экономические и технологические условия производства непрерывно изменяются. Все это можно отразить в многослойной модели принятия решений (рис. 3).

МЗМ представляется в виде относительно независимых, взаимодействующих между собой подсистем: при этом некоторые (или все) подсистемы имеют права принятия решений. Подсистемам предоставляется определенная свобода и в выборе целей. Поэтому многоэшелонные структуры называют также многоцелевыми.

Основной отличительной особенностью многоэшелонной структуры является предоставление подсистемам всех уровней определенной свободы в выборе их собственных решений; причем эти решения могут быть

(но не обязательно) не теми решениями, которые бы выбрал вышестоящий уровень. В [7] показывается, что предоставление свободы действий в принятии решений компонентам всех эшелонов иерархической структуры повышает эффективность ее функционирования.

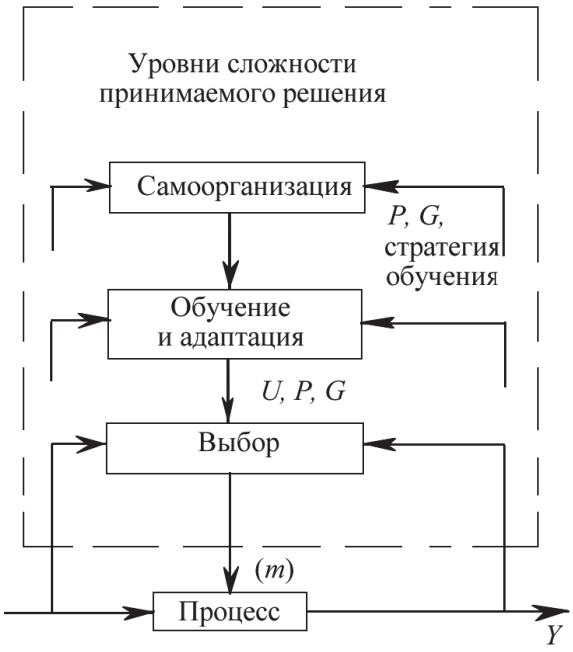


Рис. 3. Принятие решений в многослойной структуре с учетом неопределенности

Подсистемы могут формировать противоречащие друг другу цели и решения, что затрудняет управление, но является в то же время одним из условий повышения эффективности функционирования системы. Разрешение конфликтов достигается путем вмешательства вышестоящего эшелона.

Строгая трактовка системности в задачах анализа и синтеза МЗМ диктует необходимость включения в круг рассмотрения столь широкого разнообразия объектов, что, вообще говоря, проблема перестает быть не только решаемой, но и обозримой. Разумный компромисс состоит в декомпозиции рассматриваемых объектов при сравнительно неглубоком учете некоторых организационных, социальных и других факторов.

Поэтому цель декомпозиции в техническом плане – упростить задачу формирования сложной системы путем рассмотрения ее по частям, а в организационном плане – расширить фронт работы по формированию системы, предоставив самостоятельность разработчикам систем, но сохранив основные факторы управления за разработчиком «большой системы».

Древовидная структура объекта проектирования должна соответствовать другим противоречивым принципам: полноты (проблема должна

быть рассмотрена максимально всесторонне и подробно) и простоты (все дерево должно быть максимально компактным – «вширь» и «вглубь»).

Углубление декомпозиции до получения может осложниться недостаточной компетентностью эксперта. Например, построение новых содержательных моделей требует знаний по иной специальности. Преодолевается неинформированность путем рассредоточения поиска по разным экспертам и источникам. При этом обнаруживается и локализуется истинная причина возникших затруднений по данной ветви дерева. Знание о том, что именно мы не знаем, быть может, не менее важно, чем само позитивное знание. Поэтому говорят, что метод декомпозиции не дает новых знаний, а лишь «вытягивает» знания из экспертов, структурирует и организует их.

Системообразующие факторы. В целях создания целостной МЗМ прежде всего необходимо выявить и задействовать комплекс системообразующих факторов. В современной концепции самоорганизации основой взаимодействия элементов системы является системообразующий фактор – то, почему и для чего объединяются элементы в систему [8]. Системообразующим фактором самоорганизующейся системы является ее тенденция к самосохранению, физический смысл которой составляет взаимодействие между ее элементами в соответствии с принципом наименьшего действия или экономии энергии.

Учитывая необходимость комплексирования в СМЗМ весьма разнородных сфер деятельности на единой основе, в качестве приоритетной системообразующей области за основу принимается инжиниринг (т. е. интеллектуальная сфера деятельности, главным образом, в среде автоматизированных систем), обеспечивающий развитие МЗМ на основе системных критериев.

Системный подход к изучению МЗМ открывает возможность создания методологической основы изучения и создания комплексной модели в рамках CALS-технологий [2].

Выводы. Становление методологических подходов в проектировании МЗМ осуществляется на основе системного подхода, структурно-параметрической идентификации, модельного представления и системообразующего фактора, обеспечивающего потенциал устойчивого развития.

Схемотехнические представления МЗМ целесообразны в следующих условиях: когда существует возможность декомпозиции машины как в структурном плане, так и в пространстве ее параметров в соответствии со значениями целевых функций; при решении задач большой сложности, где превалируют методы математического моделирования; при наличии современных систем проектирования, отражающих достижения в предметной области (проектирование мехатронных систем, проектирование в контексте, параллельное проектирование, разделение по стадиям проектирования и др.).

Методологические подходы должны быть сформированы на основе комплексирования соответствующих инженерных методик, описывающих модели структурно-компоновочного проектирования, множества моделей физических процессов и моделей эффективности на различных уровнях (слоях) принятия решений.

С п и с о к л и т е р а т у р ы

1. Павлов В.П. Основы системотехники многоцелевых землеройных машин: монография. Новосибирск; Красноярск, 2006.

2. Павлов В.П. Методология автоматизированного проектирования экскаваторов: модели, методы, технологии / Saarbruchen: LAP LAMBERT Academic Publishing, Deutschland (printed by Schaltungs dienst Langeo. H.G., Berlin), 2013.

3. Волкова В.Н., Денисов А.А. Основы теории систем и системного анализа. СПб., 1999.

4. Нелинейная динамика и постклассическая наука / под ред. В.К. Егорова. М., 2003.

5. Информационная поддержка жизненного цикла электронных средств: монография / В.В. Гольдин и др. М., 2002.

6. Кудрявцев Е.М. CALS-технологии в исполнении компании АСКОН // Механизация строительства. 2004. № 2. С. 2–5.

7. Месарович М., Мако Д., Такахара И. Теория иерархических многоуровневых систем. М., 1973.

8. Князева Е.Н., Курдюмов С.П. Законы эволюции и самоорганизации сложных систем. М., 1994.

УДК 625.85.08

В.А. Кузьмичев

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Виброактиваторы

При проектировании вибрационных машин и оборудования целесообразно использовать метод ***внутренней виброзащиты объекта***, позволяющий снизить уровень вибрации на окружающую среду, с одной стороны, и максимально использовать вибрационные воздействия на обрабатываемый материал, с другой. Этот метод успешно используется в конструкциях уравновешенных эксцентриковых виброактиваторов.

Ниже рассматриваются конструкции и методы расчета уравновешенных эксцентриковых виброактиваторов, принудительные колебания

© Кузьмичев В.А., 2016

корпуса которых осуществляются за счет использования плоской кинематической вращательной пары, выполненной в виде колена (кривошипа либо эксцентриковой втулки), как показано на рис. 1.

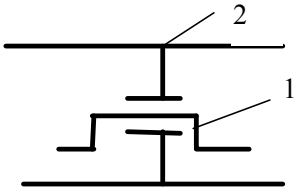


Рис. 1. Эксцентриковая кинематическая пара: кривошип; корпус вибровозбудителя

Эксцентриковые виброактиваторы относятся к вибровозбудителям с кинематическим возбуждением колебаний.

Общеизвестным достоинством их является неизменность амплитуды колебаний, что обеспечивает в сочетании с постоянной частотой стабильную интенсивность вибрационных воздействий на обрабатываемый материал независимо от его структурно-реологических свойств (гранулометрического состава, типа вяжущего и т. п.).

Отличительным достоинством, имеющим важное значение с точки зрения виброизоляции машины, рассматриваемых виброактиваторов от известных является уравновешенность колеблющихся масс и, как следствие, снижение динамических нагрузок на внешние объекты (привод, корпус, обслуживающий персонал, строительные конструкциии т. п.).

Описание конструкций.

Корпус эксцентрикового виброактиватора совершает сложное вращательное движение, состоящее из переносного формируемого вращением коленчатого вала вокруг оси X и относительного вращения вокруг оси X_1. Если оси X и X_1 переносного и относительного вращений параллельны, движение вибратора будем называть плоскопараллельным. В случае, если ось X_1 находится под некоторым постоянным углом β к оси X, движение вибратора называется прецессирующим. В таких виброактиваторах, называемых прецессирующими, при вращении коленчатого вала корпус вибратора совершает движение, называемое регулярной прецессией с углом нутации β. Принципиальные схемы виброактиваторов представлены на рис. 2.

Виброактиваторам плоскопараллельного типа свойственна статическая неуравновешенность, виброактиваторам прецессирующего типа – динамическая неуравновешенность. Под уравновешенностью (статической либо динамической) понимается такое состояние виброактиватора, как технической системы, в процессе работы, при котором реакции в коренных подшипниках от центробежных сил и моментов равны нулю, т. е. степень передачи динамических нагрузок на поддерживающие опоры, фундамент, привод мала.

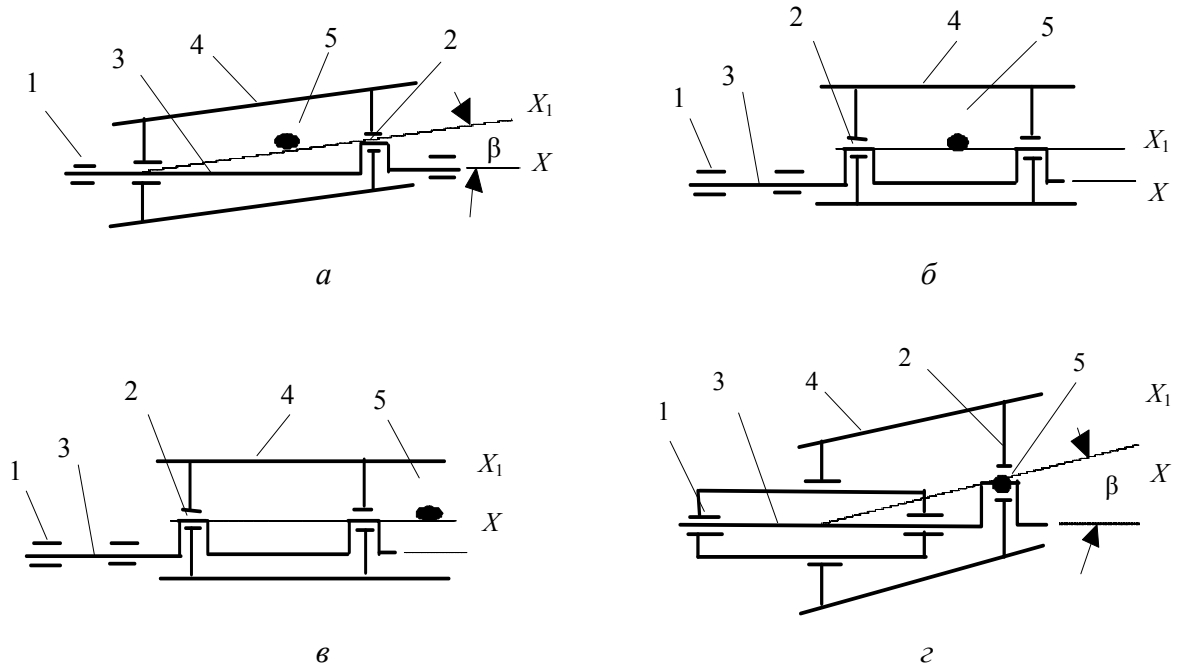


Рис. 2. Схемы типовых виброактиваторов: *а* – межопорный, прецессирующий, четырехопорный; *б*, *в* – консольный, плоскопараллельный, четырехопорный; *г* – консольный прецессирующий, трехопорный; *1* –коренные подшипники; *2* – шатунные подшипники; *3* – приводной вал; *4* – корпус вибровозбудителя; *5* – центр тяжести колеблющихся масс; X – ось вращения вибровозбудителя; X_1 – главная центральная ось инерции корпуса вибровозбудителя

В реальных конструкциях невозможно полностью устранить неуравновешенность расчетным путем с учетом погрешностей геометрических размеров при изготовлении элементов конструкции. Поэтому допустимая неуравновешенность может определяться наибольшей амплитудой колебаний корпуса (рамы) вибрационной машины. Система классов точности балансировки технологического оборудования (ГОСТ 22061–76) рекомендует наибольшую допустимую величину амплитуды колебаний определять из условия $A\omega^2 \leq 0{,}5\ g$, где ω, A – соответственно частота и амплитуда колебаний корпуса (рамы) смесителя.

Взаимодействие вибровозбудителя со средой.

Рассмотрим работу вибровозбудителя в среде, рис. 3.

Вал виброактиватора вращается с постоянной угловой скоростью от электродвигателя. Момент, возникающий на приводном валу, определяется суммой моментов внутренних сил (трением в подшипниках, уплотнениях и т. п.) и момента внешних сил $M = e\ P_c$. P – движущая сила, приложенная в шатунном подшипнике, равная M / e и направленная под углом 90° к кривошипу; Q – центробежная сила, направлена вдоль кривошипа; P_c – сила сопротивления среды, также приложена в шатунном подшипнике и повернута по отношению к центробежной силе на 90° по часовой стрелке.

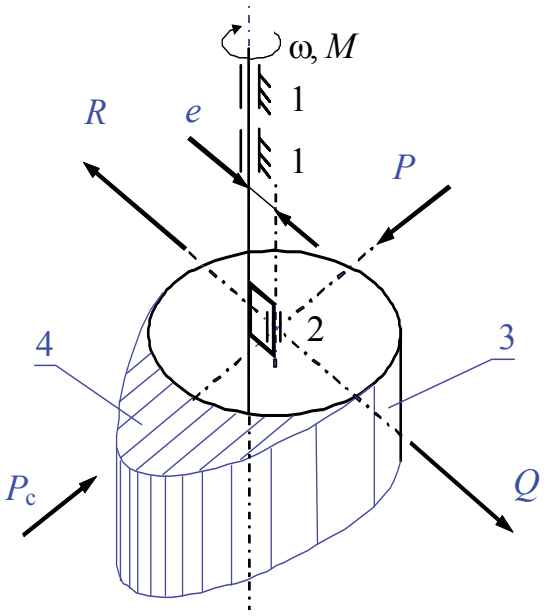


Рис. 3. Схема сил, действующих на вибровозбудитель, погруженный в смесь *1*, *2*, *3* – соответственно коренной и шатунный подшипники, корпус вибровозбудителя; *4* – эпюра сил лобового сопротивления смеси

Для статической (динамической) уравновешенности системы, т. е. равенства нулю реакций в коренных *1* подшипниках необходимо, чтобы сумма всех внешних сил, действующих в шатунном *2* подшипнике, была равна нулю. Очевидно, что движущая сила P равна по значению силе P_c сопротивления среды и противоположна по знаку. Для уравновешивания центробежной силы Q необходимо установить противовесы, создающие равную по величине и противоположно направленную силу R. Вышесказанное можно записать в виде условия: $P = P_c$; $Q = R$.

Метод уравновешивания виброактиваторов основывается на известных положениях балансировки роторов, которые всегда могут быть приведены в состояние динамического равновесия с помощью двух корректирующих масс, расположенных в двух произвольных плоскостях коррекции [1].

Конструкция виброактиватора включает следующие основные элементы: несущий приводной вал, установленный в коренных подшипниках; корпус, опирающийся на шатунные подшипники, установленные через посредство эксцентриковых втулок на несущем приводном валу, и противовесы, обеспечивающие динамическую балансировку.

Задачу расчета составляют:

1) определение величины и места положения равнодействующей центробежных сил, возникающих при вращении неуравновешенных (колеблющихся) масс;

2) определение массы противовесов и места их размещения на несущем приводном валу, при которых обеспечивается статическая (динамическая) балансировка виброактиватора.

Неуравновешенная масса – суммарная масса колеблющихся элементов конструкции виброактиватора, центр тяжести которых располагается на главной центральной оси X_1 инерции.

Неуравновешенную массу виброактиватора можно представить в виде суммы линейно распределенных и сосредоточенных масс по длине. Подробное описание возможных типовых схем для определения искомых величин по п. 1 представлены [2].

Разработаны методы расчетов уравновешенных эксцентриковых вибровозбудителей, обеспечивающих на стадии проектирования динамическую балансировку механизма.

На базе рассматриваемых виброактиваторов были спроектированы опытно-промышленные образцы вибрационных смесительных машин, эксплуатирующихся в течение ряда лет, и вибромиксеров, фотографии которых представлены на рис. 4–10.

На рис. 4 представлены фотографии виброшнекового смесителя непрерывного действия при включенном приводе вибрации шнека; установленная пачка сигарет RIGA наглядно представляет уровень вибрации на раме. Амплитудное значение ускорения колебаний составляет 165 м/с^2. Процесс смешивания осуществляется следующим образом: совершая круговые колебания при вращении несущего приводного вала и вращаясь вокруг собственной оси, шнек перемешивает смесь и подает вдоль продольной оси к разгрузочному окну.

Ниже представлено вибросмесительное оборудование (рис. 5) циклического (периодического) действия. Процесс смешивания в подобных смесителях осуществляется путем сочетания вращения ленточного перемешивающего органа и воздействия на смесь вибровозбудителя прецессирующего типа, установленного вдоль вертикальной оси камеры смешивания.

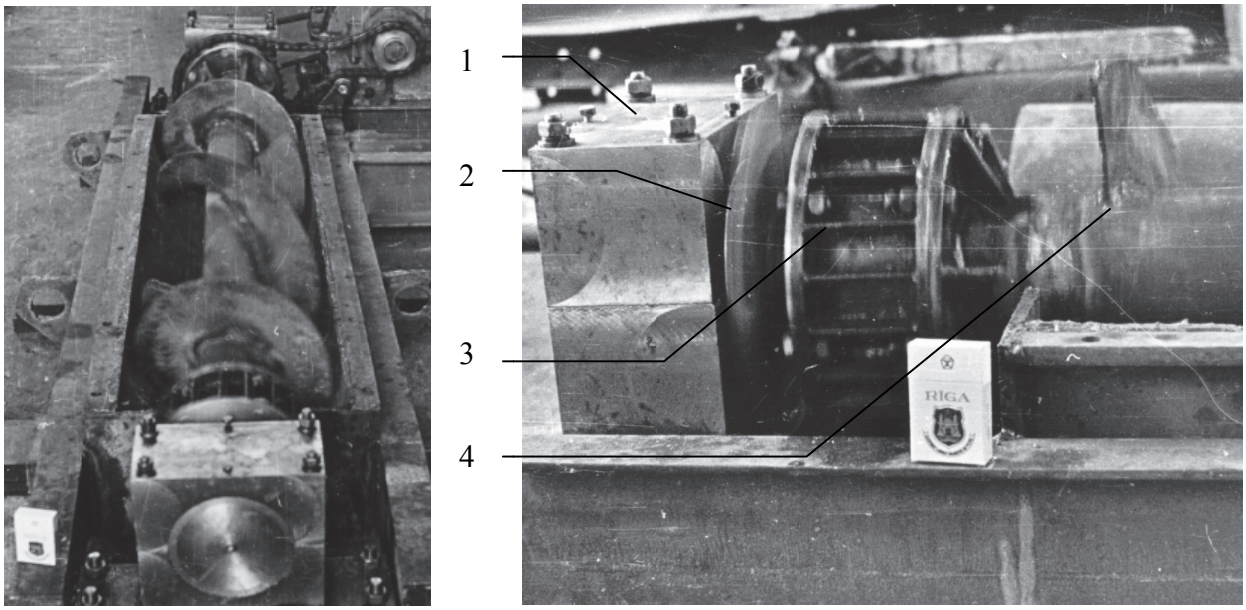


Рис. 4. Вибросмеситель и фрагмент, наглядно представляющие уровень вибрации на раме: а.с. 533384 Кл. B 01F 11/00; *1* – коренной подшипник; *2* – противовес; *3* – шатунный пошипник; *4* – шнек

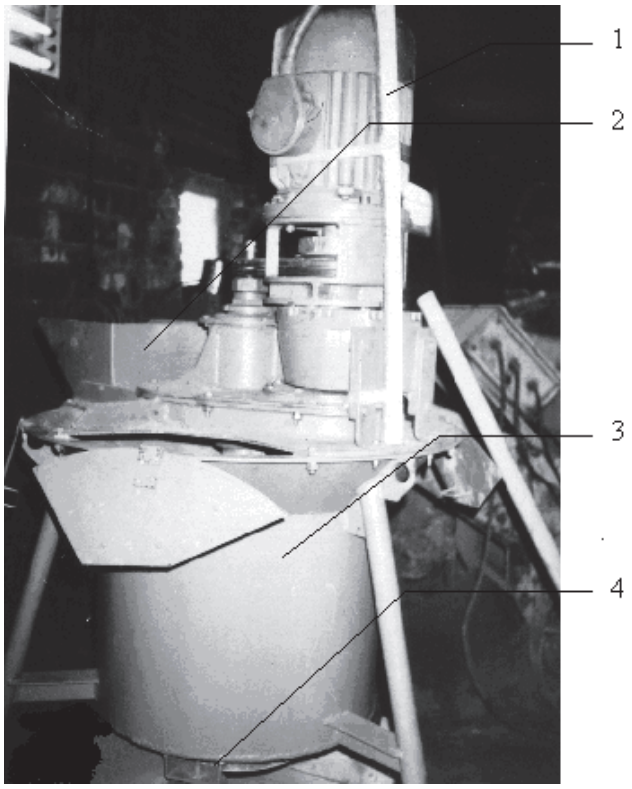


Рис. 5. Вибросмеситель циклического действия объемом готового замеса 0,25 м^3: а.с. 2033324 Кл.В 01F 11/00; *1* – привод; *2* – окно загрузки; *3* – камера смешивания; *4* – окно выгрузки

На рис. 6 *а*, *б* представлен вибросмеситель для смешивания высококонцентрированных мелкодисперсных смесей с плоскопараллельным вибровозбудителем и перемешивающим органом в виде усеченного конуса, сочетание которых обеспечивает повышенную интенсивность процесса смешивания.

На рис. 7 *а*, *б* представлен гравитационный вибросмеситель объемом готового замеса 0,5 м^3 для приготовления цементобетонных смесей, в том числе жестких.

На рис. 8. представлен вибромиксер объемом готового замеса 10 л с возможностью замены перемешивающих рабочих органов на различные конструкции. Максимальное амплитудное значение ускорения колебаний 320 м/с^2. Частота вращения перемешивающего устройства изменяется в широких пределах.

На рис. 9 представлены ручные вибромиксеры, один из которых с индивидуальным приводом, другой – с приводом от электродрели. Конструкция вибромиксеров сочетает в себе плоскопараллельный уравновешенный эксцентриковый вибровозбудитель и эксцентриковый редуктор. При вращении несущего приводного вала корпус миксера совершает колебания (вибрирует) и вращается вокруг собственной оси. В результате сочетания двух движений происходит процесс смешивания.

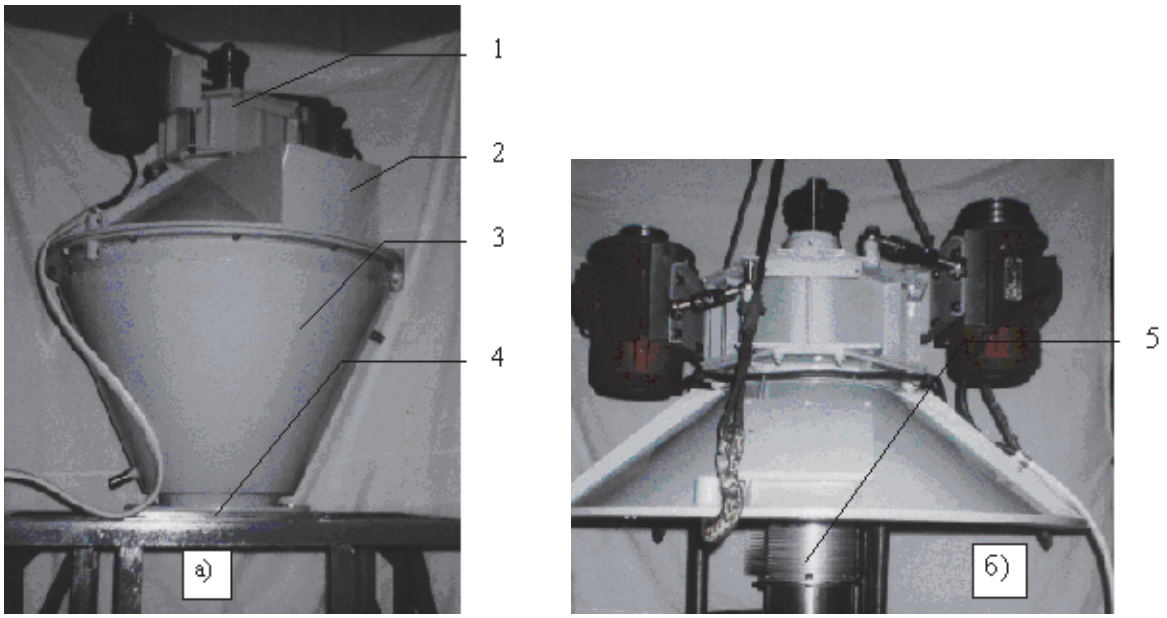


Рис. 6. Вибросмеситель циклического действия объемом готового замеса 0,1 м^3: патент 2510873 Кл. B 01F 11/00; *1* – привод; *2* – окно загрузки; *3* – камера смешивания; *4* – окно выгрузки; *5* – вибровозбудитель плоскопараллельного типа

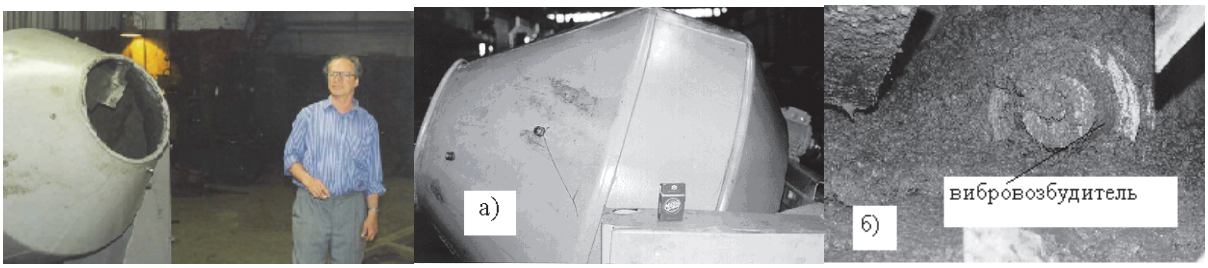


Рис. 7. Гравитационный вибросмеситель: патент 2033326 Кл. B 01F 11/00: *а* – фрагмент, наглядно представляющий уровень вибрации на раме смесителя; *б* – фрагмент процесса смешивания

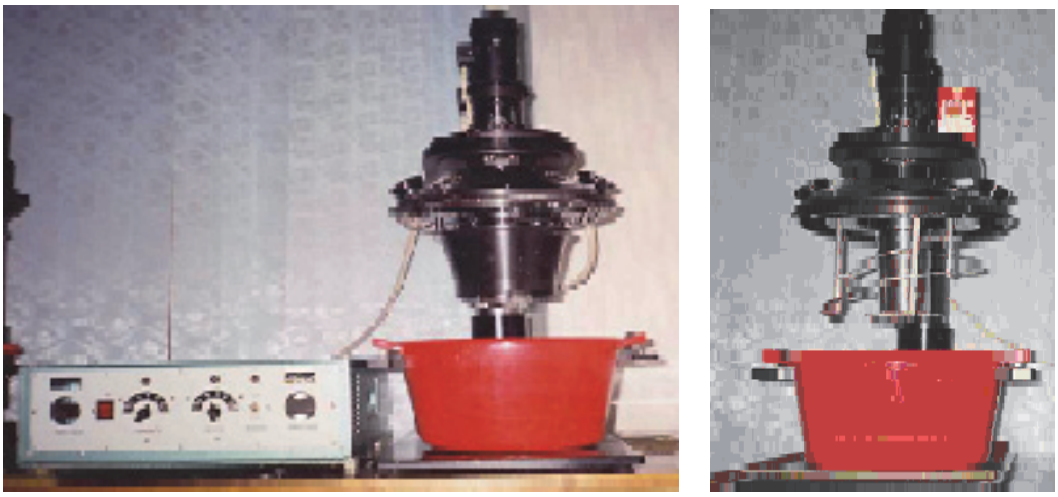


Рис. 8. Вибромиксер

Рис. 9. Ручные вибромиксеры

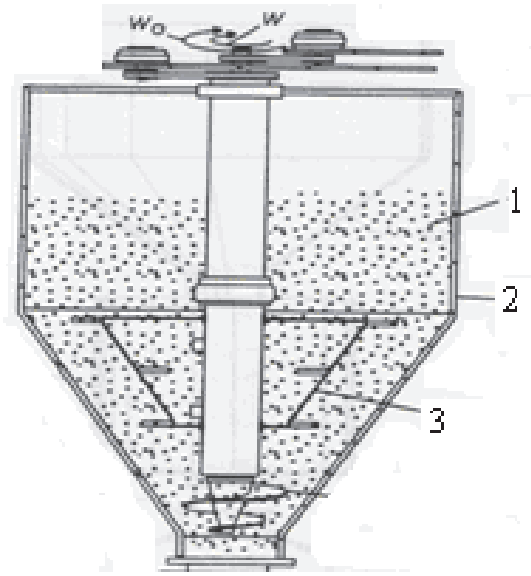


Рис. 10. Дозатор: патент США 5,909,829: *1* – порошок; *2* – бункер; *3* – виброактиватор

Разработаны методы проектирования рассмотренных конструкций вибрационных смесительных машин, отвечающих требованиям долговечности и надежности. Вибрационные смесители целесообразно использовать для смешивания высококонцентрированных дисперсных систем, например шпатлевок, сухих смесей, красок и т. п. [3].

На рис. 10 представлено оборудование для дозировки высокодисперсных порошков с установленным вдоль геометрической оси бункера, рассматриваемого выше, виброактиватором. В результате вибрирования порошок переходит в состояние псевдоожижения, что в сочетании с вращением обеспечивает высокую производительность дозирования.

Список литературы

1. Вибрация в технике: в 6 т. Т. 6. М., 1981.

2. Кузьмичев В.А. Основы проектирования вибрационного оборудования. СПб., 2014.

3. Кузьмичев В.А. Основы проектирования вибромиксеров. Verlag. LAPLAMBERT Academic Publishing, 2013.

УДК 621.878.25
Л.А. Хмара, О.А. Дахно
Приднепровская государственная академия
строительства и архитектуры

Теоретические основы копания грунта одноковшовым экскаватором с телескопическим рабочим оборудованием

Постановка проблемы. Производство земляных работ одноковшовым экскаватором обычно состоит из трех основных операций: отделение от массива и захват грунта, его перемещение и последующая укладка в земляное сооружение или отвал [3, 14].

Расчеты производительности и определение рабочих размеров экскаваторов при их проектировании непосредственно связаны с понятием экскаваторного забоя и объемом разрабатываемого грунта. Методика определения объема разрабатываемого грунта и расчет забоя известны и широко применяются при проектировании традиционного рабочего оборудования [1–3, 12, 13].

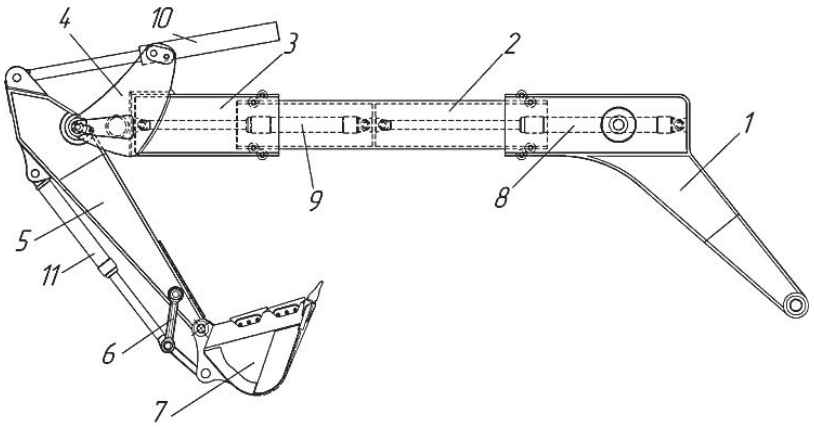
В настоящее время, в связи с увеличением объемов земляных работ, увеличились и объемы производства машин и различного рабочего оборудования (РО) для этих работ. Особого внимания заслуживают экскаваторы, например, оснащенные телескопическим РО (ТРО), а именно телескопической стрелой и рукоятью [5–7, 9–12, 14]. При использовании подобного РО достигается значительное изменение геометрических параметров экскаватора [2–4, 8], при этом методика расчета РО с переменными геометрическими параметрами и объема разрабатываемого им грунта отсутствует.

Целью статьи является формирование методики определения теоретического объема копания грунта одноковшовым экскаватором с переменными геометрическими параметрами РО на примере конструкций ТРО, предложенных авторами [5–7] (рис. 1).

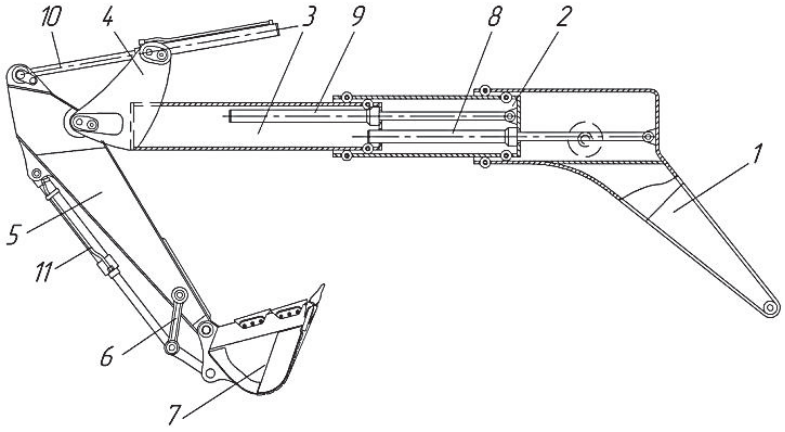
Основной материал. Под экскаваторным забоем понимают рабочую зону экскаватора, которая включает в себя часть грунтового массива, разрабатываемого по данной стоянке экскаватора, а также площадку для установки экскаватора и транспортных машин. Если разработка грунта ведется по бестранспортной схеме, к экскаваторному забою относится также и площадка с отвалом грунта, уложенного с данной стоянки экскаватора.

Размеры и форма забоя зависят от типа и рабочих размеров экскаватора и транспортных машин, а также от размеров земляного сооружения.

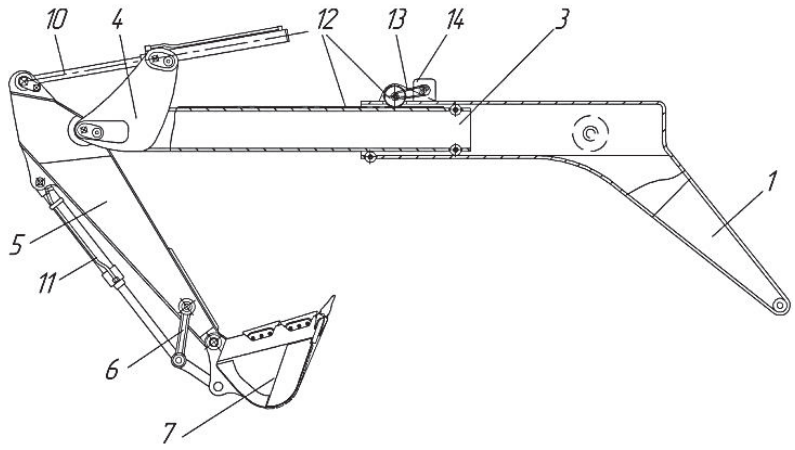
© Хмара Л.А., Дахно О.А., 2016



а



б



в

Рис. 1. Конструкции ТРО при выдвинутых телескопических секциях: патент Украины № 70683 (*а*); патент Украины № 70686 (*б*); патент Украины № 75318 (*в*); *1* – основная секция стрелы; *2* – средняя телескопическая секция; *3* – конечная телескопическая секция; *4* – кронштейн для крепления рукояти и гидроцилиндра рукояти; *5* – рукоять; *6* – четырехзвенный механизм; *7* – ковш; *8*, *9*, *10*, *11* – гидроцилиндры; *12* – зубчато-рейковый механизм; 13 – клиноременная передача; *14* – гидромотор

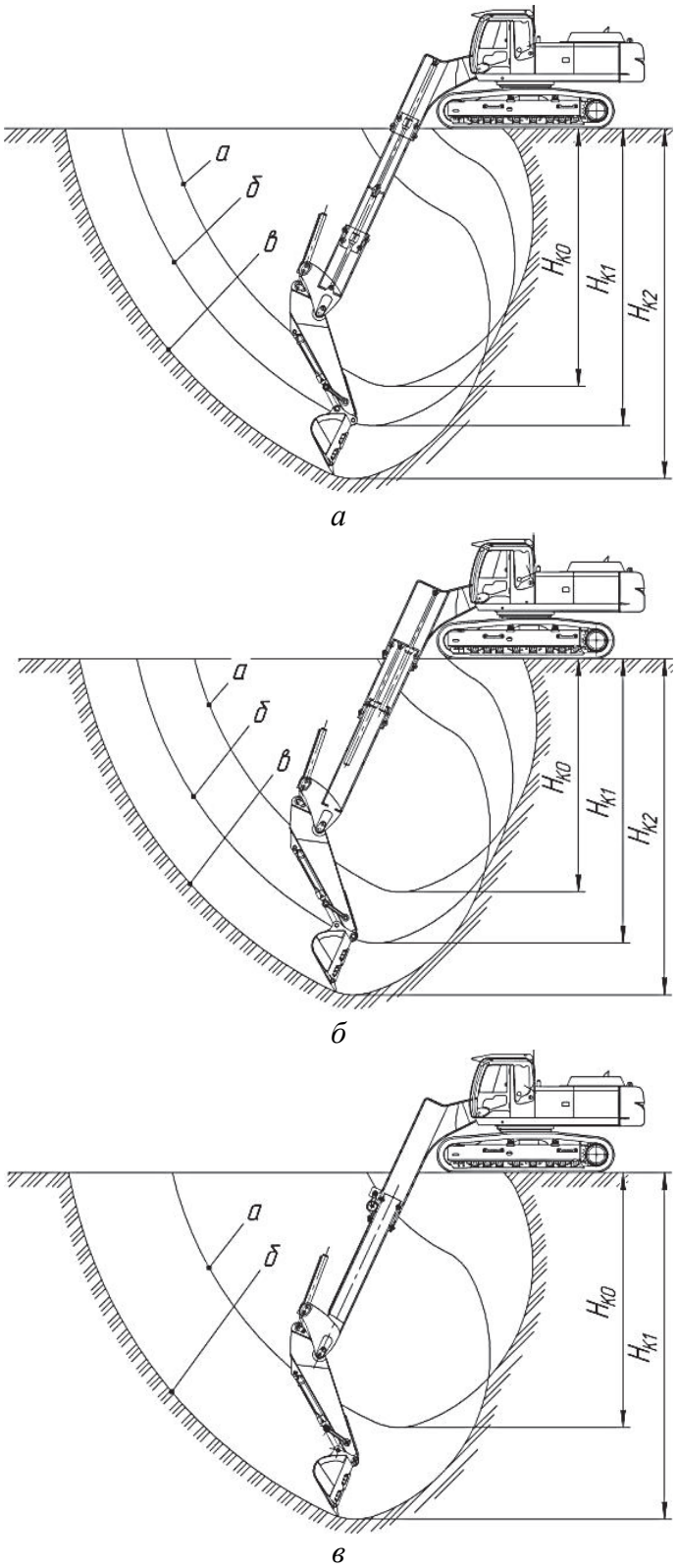


Рис. 2. Конструкции ТРО: по патенту Украины № 70683 (*а*); по патенту Украины № 70686 (*б*); по патенту Украины № 75318 (*в*); *а* – при втянутых телескопических секциях; *б* – при одной выдвинутой телескопической секции; *в* – обе телескопические секции втянуты

Очертание поверхности грунтового массива определяется рабочими траекториями ковша. Они изменяются по мере выемки грунта, но для характеристики формы и размеров забоя достаточно зафиксировать конечные траектории, ограничивающие объем грунта, разрабатываемого с одной стоянки экскаватора.

Так как экскаваторы являются полноповоротными машинами, то выемка грунта происходит по радиальным направлениям, а поверхность разработанного массива имеет вид поверхности вращения.

Расчеты производились для конструкций экскаватора, оборудованного ТРО, предложенных авторами [5–7] (рис. 1, 2).

Для общих расчетов экскаваторов пользуются понятием элемента забоя. Под ним понимают геометрическое тело, в пределах которого может быть разработан грунт с одной стоянки экскаватора. Обрисовка элемента забоя определяется конечными рабочими траекториями ковша, шириной захода, положением экскаватора в забое.

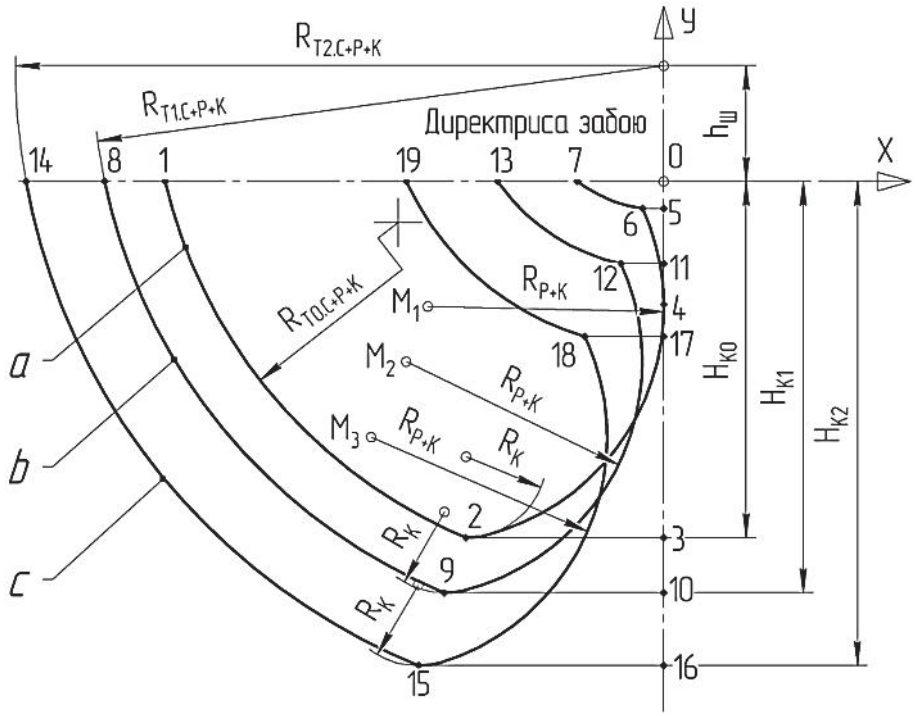


Рис. 3. Параметрическая схема копания грунта ТРО, стрела, рукоять и ковш находятся в крайних положениях: *a*, *b*, *c* – рабочие траектории ковша при копании РОз традиционной стрелой, ТРО при одной и двух выдвинутых телескопических секциях, соответственно; $R_{\text{Т0.С+Р+К}}$ – радиус копания при втянутой телескопической секции; $R_{\text{Т1.С+Р+К}}$ – радиус копания ТРО при одной выдвинутой телескопической секции стрелы; $R_{\text{Т2.С+Р+К}}$ – радиус копания ТРО при двух выдвинутых телескопических секциях стрелы; $R_{\text{К}}$ – радиус ковша; $R_{\text{Р+К}}$ – радиус копания рукояти с ковшом; $h_{\text{Ш}}$ – расстояние от плоскости стоянки до шарнира крепления стрелы; $H_{\text{К0}}$ – глубина копания при втянутых телескопических секциях стрелы; $H_{\text{К1}}, H_{\text{К2}}$ – глубины копания ТРО при одной и двух выдвинутых телескопических секциях стрелы

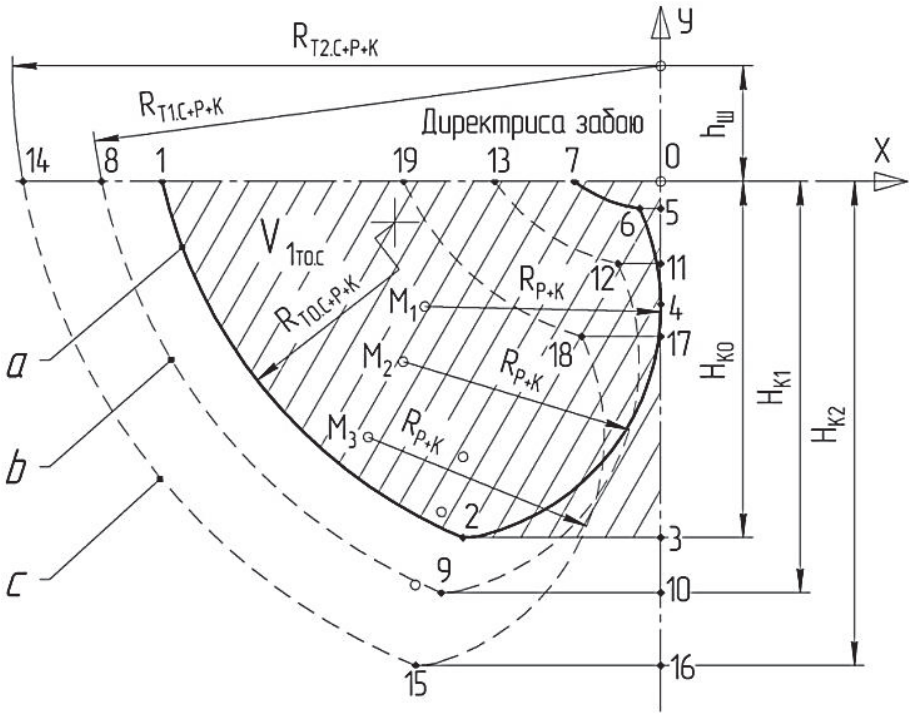


Рис. 4. Схема для определения теоретического объема копания грунта $V_{1\text{т0.с}}$

Рассмотрим геометрические тела, которые очерчиваются рабочими траекториями ковша *a*, *b* и *c* – традиционного РО и ТРО при одной и двух выдвинутых телескопических секциях стрелы соответственно, параметрическая схема которых изображена на рис. 3.

Для определения теоретического объема копания грунта $V_{\text{т0.с}}^{\text{теор}}$ (площадь поперечного сечения обозначена точками 1, 2, 4, 5, 7), разрабатываемого традиционным РО, разобьем поперечное сечение на три геометрических тела – $V_{1\text{т0.с}}$, $V_{2\text{т0.с}}$ и $V_{3\text{т0.с}}$ (рис. 4, 5). Тогда объем грунта копания будет равняться:

$$V_{\text{т0.с}}^{\text{теор}} = V_{1\text{т0.с}} - V_{2\text{т0.с}} + V_{3\text{т0.с}}. \tag{1}$$

Используя метод интегральных исчислений (рис. 4, 5), найдем объемы этих геометрических тел.

Координаты точки 2 (x_2, y_2) находятся из системы уравнений кривых $R_{\text{т0.с+р+к}}$ та $R_{\text{р+к}}$:

$$2\,(x_2, y_2) = \begin{cases} \left(x - x_{\text{ш}}\right)^2 + \left(-y + y_{\text{ш}}\right)^2 = R_{\text{т0.с+р+к}}^2 \\ \left(x - x_{M1}\right)^2 + \left(y + y_{M1}\right)^2 = R_{\text{р+к}}^2 \end{cases} \tag{2}$$

где $R_{\text{т0.с+р+к}}$ – максимальный радиус копания традиционным РО; $R_{\text{р+к}}$ – максимальный радиус копания рукояти с ковшом; $x_{\text{ш}}$, $y_{\text{ш}}$ – координаты центра дуги, описанной радиусом $R_{\text{т0.с+р+к}}$; $y_{\text{ш}} = h_{\text{ш}}$ – расстояние от плоско-

сти стоянки до шарнира крепления стрелы; x_{M1}, y_{M1} – координаты точки M_1 – шарнира крепления рукояти.

Таким образом, объем элемента забоя $V_{1т0.с}$ (рис. 4), обозначенный точками 0, 1, 2, 3, равен:

$$V_{1т0.с} = \pi \int\limits_{-H_{к0}}^{0} x_{ш}^2 \, dy = \pi \int\limits_{-H_{к0}}^{0} \left[R_{т0.с+р+к}^2 - \left(- y + h_{ш} \right)^2 \right] dy, \qquad (3)$$

где $H_{к0} = y_2$, – максимальная глубина копания традиционным РО.

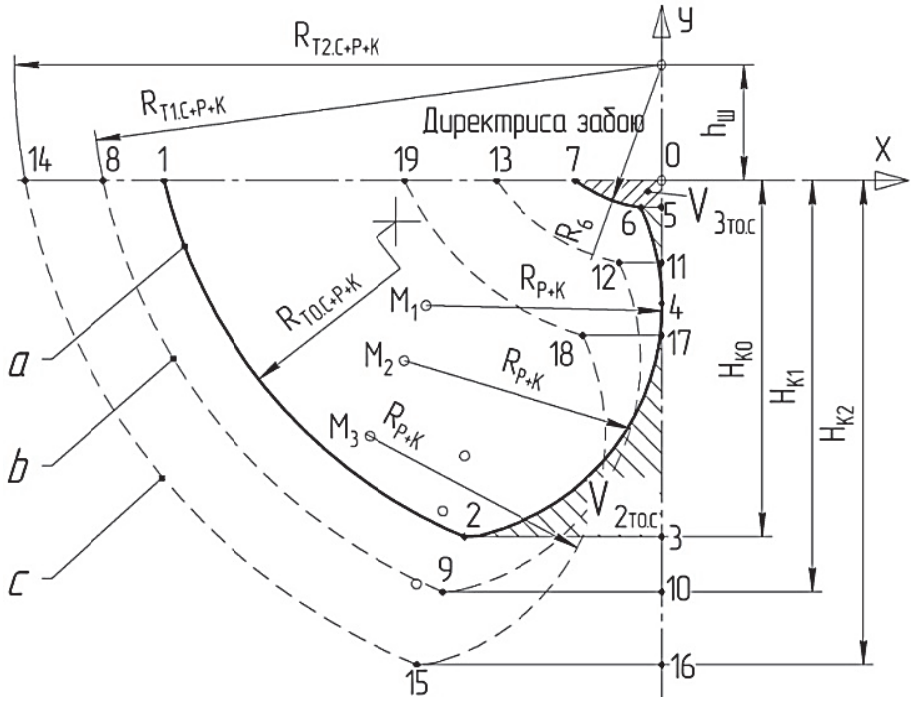


Рис. 5. Схема для определения теоретичного объема копания грунта $V_{2т0.с}$ и $V_{3т0.с}$

Объемы грунта копания традиционным РО $V_{2т0.с}$ и $V_{3т0.с}$ (рис. 5), площадь поперечных сечений обозначена точками 2, 3, 5, 6 и 0, 5, 6, 7 соответственно, будет равняться:

$$V_{2т0.с} = \pi \int\limits_{-H_{к0}}^{y_6} \left[x_{M1} - \sqrt{R_{р+к}^2 - \left(y - y_{M1} \right)^2} \right]^2 dy; \qquad (4)$$

$$V_{3т0.с} = \pi \int\limits_{y_6}^{0} \left[R_6^2 - \left(y - h_{ш} \right)^2 \right] dy, \qquad (5)$$

где $R_{р+к}$ – радиус рукояти с ковшом (ковш в крайнем положении).

Координаты точки 6 (x_6, y_6) находятся из системы уравнений кривых R_6 и $R_{р+к}$:

$$6\ (x_6, y_6) = \begin{cases} (x - x_{\text{ш}})^2 + (-y + y_{\text{ш}})^2 = R_6^2 \\ (x - x_{M1})^2 + (y + y_{M1})^2 = R_{\text{р+к}}^2 \end{cases}. \quad (6)$$

Определяем теоретический объем копания грунта $V_{\text{т1.с}}^{\text{теор}}$ (рис. 6), площадь поперечного сечения которого обозначена точками (8, 9, 12, 13), разрабатываемого ТРО при одной выдвинутой телескопической секции стрелы:

$$V_{\text{т1.с}}^{\text{теор}} = V_{1\text{т1.с}} - V_{2\text{т1.с}} + V_{3\text{т1.с}}. \quad (7)$$

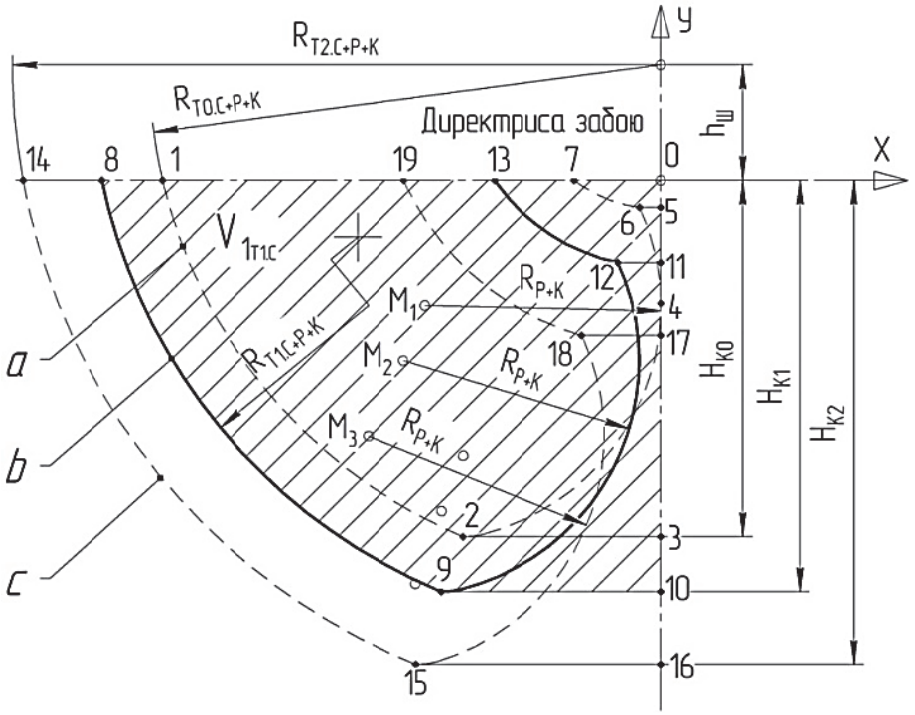


Рис. 6. Схема для определения теоретичного объема копания грунта $V_{1\text{т1.с}}$

Координаты точки 9 (x_9, y_9) находятся из системы уравнений кривых $R_{\text{т1.с+р+к}}$ та $R_{\text{р+к}}$:

$$9\ (x_9, y_9) = \begin{cases} (x - x_{\text{ш}})^2 + (-y + y_{\text{ш}})^2 = R_{\text{т1.с+р+к}}^2 \\ (x - x_{M2})^2 + (y + y_{M2})^2 = R_{\text{р+к}}^2 \end{cases}, \quad (8)$$

где $R_{\text{т1.с+р+к}}$ – максимальный радиус копания ТРО при одной выдвинутой телескопической секции стрелы; x_{M2}, y_{M2} – координаты точки M_2 – шарнира крепления рукояти.

Объем элемента забоя $V_{1\text{т1.с}}$ (рис. 6), обозначенный точками 0, 8, 9, 10, будет равняться:

$$V_{1\text{т}1.\text{с}} = \pi \int\limits_{-H_{\text{к}1}}^{0} x_{\text{ш}}^2 \, dy = \pi \int\limits_{-H_{\text{к}1}}^{0} \left[R_{\text{т}1.\text{с}+\text{р}+\text{к}}^2 - \left(-y + h_{\text{ш}}\right)^2 \right] dy, \tag{9}$$

где $H_{\text{к}1} = y_9$, – максимальная глубина копания ТРО одной выдвинутой телескопической секции стрелы.

Объемы копания грунта ТРО $V_{2\text{т}1.\text{с}}$ и $V_{3\text{т}1.\text{с}}$ (рис. 7), площадь поперечных сечений обозначена точками 9, 10, 11, 12 и 0, 11, 12, 13 соответственно, будет равняться:

$$V_{2\text{т}1.\text{с}} = \pi \int\limits_{-H_{\text{к}1}}^{y_6} \left[x_{M2} - \sqrt{R_{\text{р}+\text{к}}^2 - \left(y - y_{M2}\right)^2} \right]^2 dy; \tag{10}$$

$$V_{3\text{т}1.\text{с}} = \pi \int\limits_{y12}^{0} \left[R_{12}^2 - \left(y - h_{\text{ш}}\right)^2 \right] dy, \tag{11}$$

Координаты точки 12 (x_{12}, y_{12}) находятся из системы уравнений кривых R_{12} та $R_{\text{р}+\text{к}}$:

$$12\ (x_{12}, y_{12}) = \begin{cases} \left(x - x_{\text{ш}}\right)^2 + \left(-y + y_{\text{ш}}\right)^2 = R_{12}^2 \\ \left(x - x_{M2}\right)^2 + \left(y + y_{M2}\right)^2 = R_{\text{р}+\text{к}}^2 \end{cases}. \tag{12}$$

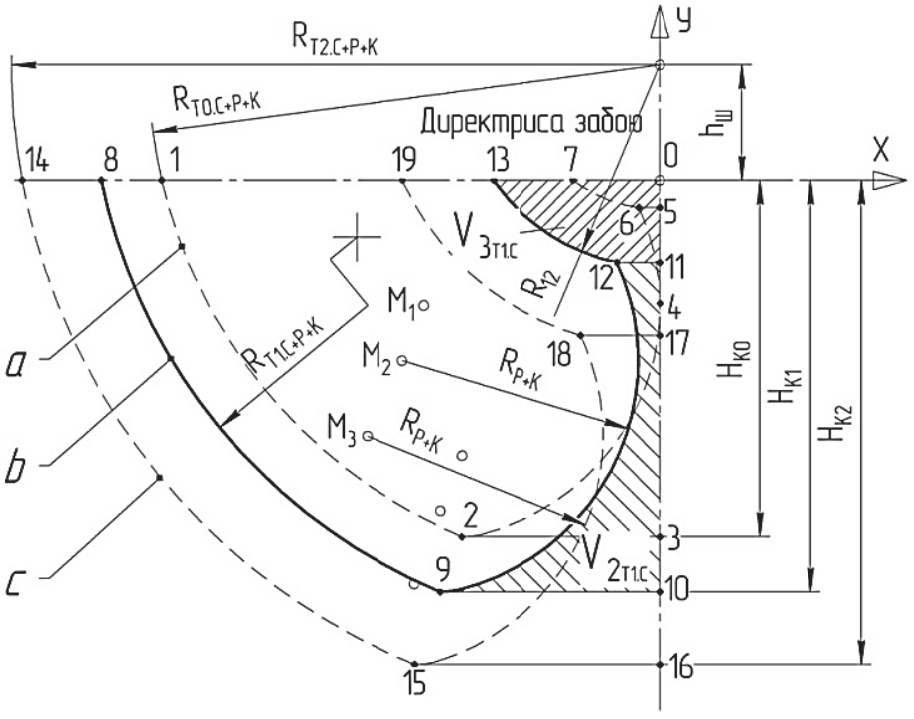


Рис. 7. Схема для определения теоретических объемов копания грунта $V_{2\text{т}1.\text{с}}$ и $V_{3\text{т}1.\text{с}}$

Определяем теоретический объем копания грунта $V_{\text{т2.с}}^{\text{теор}}$ (рис. 8), площадь поперечного сечения которого обозначена точками (14, 15, 17, 19), разрабатываемого ТРО при одной выдвинутой телескопической секции стрелы:

$$V_{\text{т2.с}}^{\text{теор}} = V_{1\text{т2.с}} - V_{2\text{т2.с}} + V_{3\text{т2.с}}. \tag{13}$$

Координаты точки 15 (x_{15}, y_{15}) находятся из системы уравнений кривых $R_{\text{т2.с+р+к}}$ и $R_{\text{р+к}}$:

$$15\ (x_{15}, y_{15}) = \begin{cases} (x - x_{\text{ш}})^2 + (-y + y_{\text{ш}})^2 = R_{\text{т2.с+р+к}}^2 \\ (x - x_{M3})^2 + (y + y_{M3})^2 = R_{\text{р+к}}^2 \end{cases}. \tag{14}$$

где $R_{\text{т2.с+р+к}}$ – максимальный радиус копания ТРО при двух выдвинутых телескопических секциях стрелы; x_{M3}, y_{M3} – координаты точки M_3, – шарнира крепления рукояти.

Объем элемента забоя $V_{1\text{т2.с}}$ (рис. 8), обозначенный точками 0, 14, 15, 16, будет равняться:

$$V_{1\text{т2.с}} = \pi \int_{-H_{\text{к2}}}^{0} x_{\text{ш}}^2\, dy = \pi \int_{-H_{\text{к1}}}^{0} \left[R_{\text{т2.с+р+к}}^2 - (h_{\text{ш}} - y)^2\right] dy, \tag{15}$$

где $H_{\text{к2}} = y_{15}$ – максимальная глубина копания ТРО при двух выдвинутых телескопических секциях стрелы.

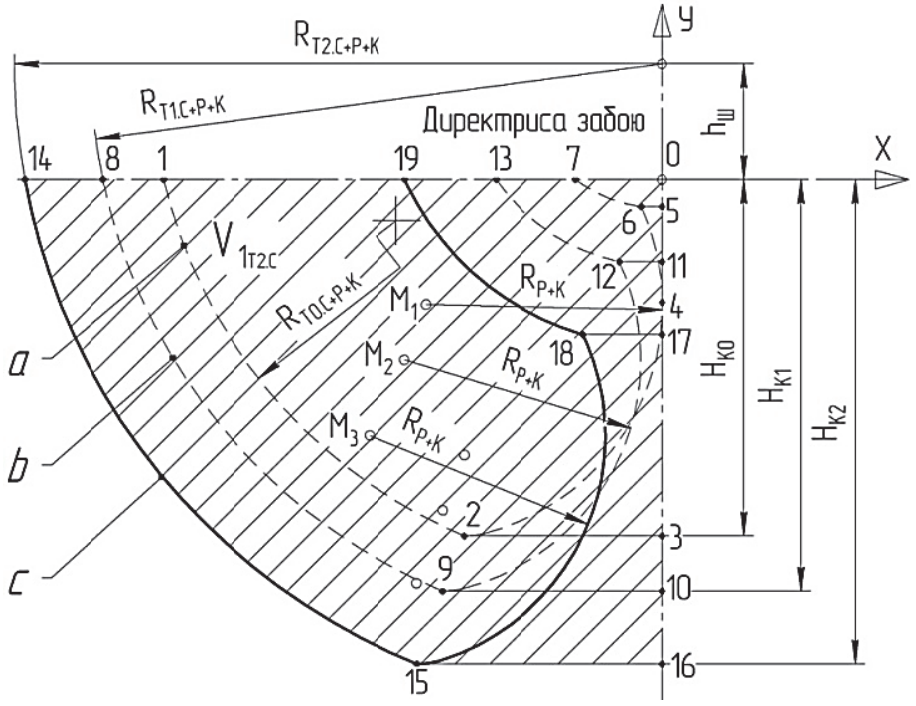


Рис. 8. Схема для определения теоретического объема копания грунта $V_{\text{т2.с}}$

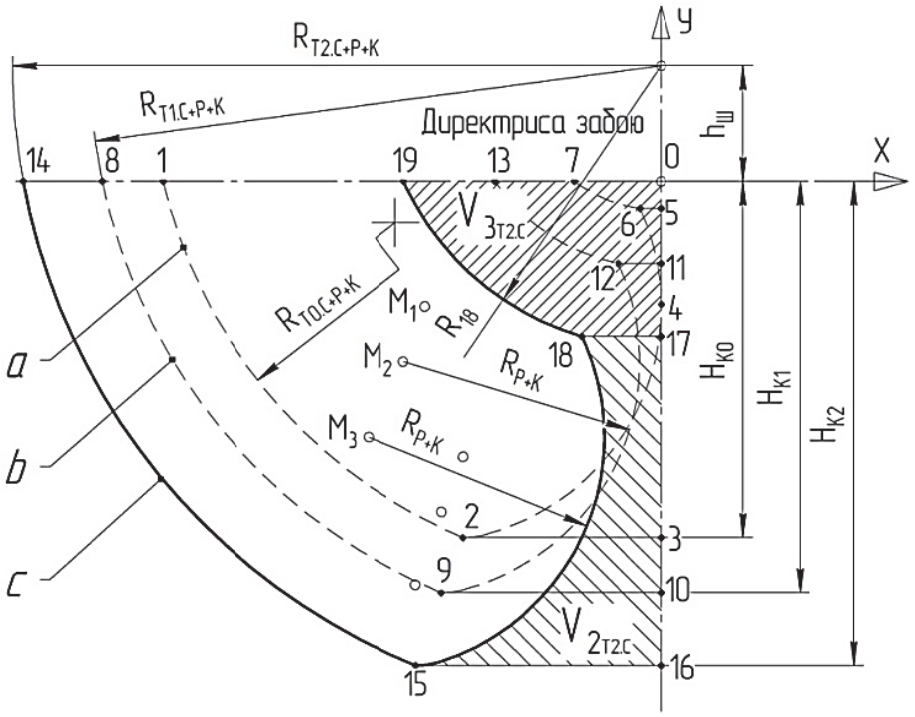


Рис. 9. Схема для определения теоретических объемов копания грунта $V_{2т2.с}$ и $V_{3т3.с}$

Объемы копания грунта ТРО $V_{2т2.с}$ и $V_{3т3.с}$ (рис. 9), площадь поперечных сечений обозначена точками 15, 16, 17, 18 и 0, 17, 18, 19 соответственно, будет равняться:

$$V_{2т2.с} = \pi \int_{-H_{к2}}^{y_6} \left[x_{M3} - \sqrt{R_{р+к}^2 - \left(y - y_{M3}\right)^2} \right]^2 dy; \tag{16}$$

$$V_{3т2.с} = \pi \int_{y18}^{0} \left[R_{12}^2 - \left(y - h_ш\right)^2 \right] dy. \tag{17}$$

Координаты точки 18 (x_{18}, y_{18}) находятся из системы уравнений кривых R_{18} и $R_{р+к}$:

$$18\ (x_{18}, y_{18}) = \begin{cases} \left(x - x_ш\right)^2 + \left(-y + y_ш\right)^2 = R_{18}^2 \\ \left(x - x_{M3}\right)^2 + \left(y + y_{M3}\right)^2 = R_{р+к}^2 \end{cases}. \tag{18}$$

Технический объем грунта, разрабатываемый экскаватором в начале копания (рис. 10):

$$V_{тех}^{\beta} = V_{т.с}^{теор} / 360^{\circ}\,\beta, \tag{19}$$

где β – угол поворота платформы экскаватора от оси движения.

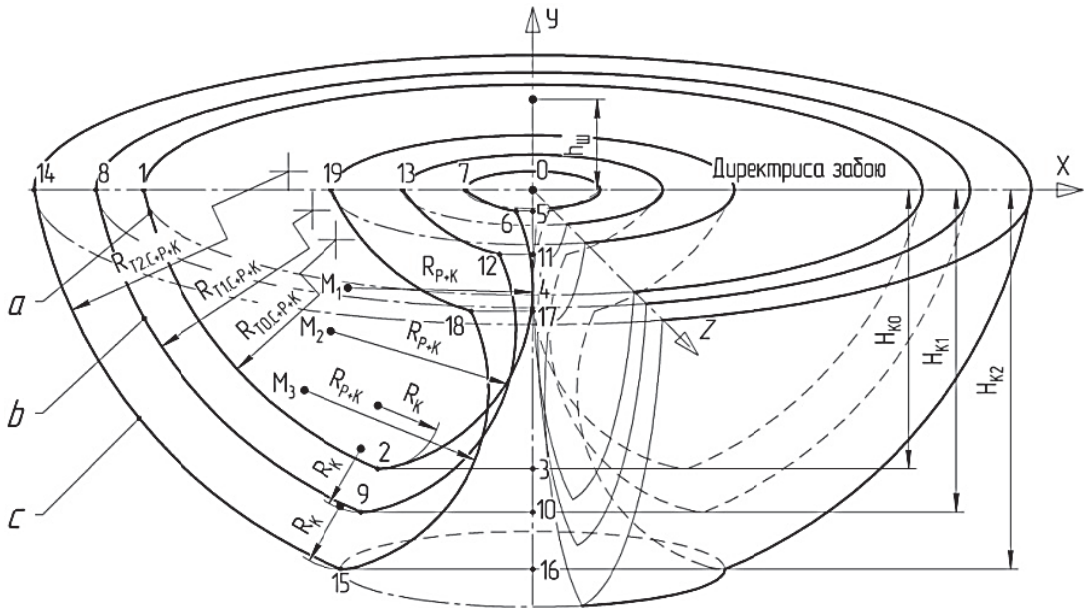


Рис. 10. Пространственная схема для определения теоретического объема копания грунта

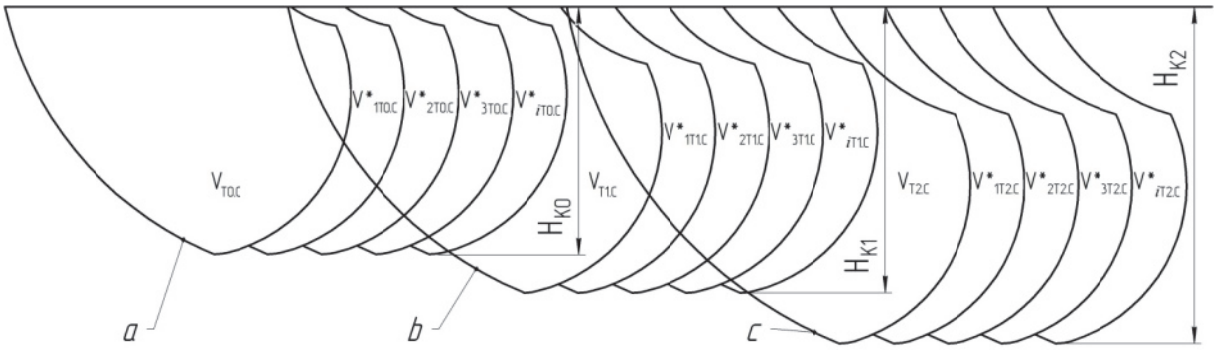


Рис. 11. Траектории копания грунта ТРО: *a* – обе телескопические секции стрелы втянуты (традиционная конструкция РО); *b* – одна телескопическая секция стрелы выдвинута; *c* – обе телескопические секции стрел выдвинуты; $V_{т0.с}$, $V_{т1.с}$, $V_{т2.с}$ – пионерные элементы забоя (начальная стадия копания) со втянутыми телескопическими секциями стрелы (традиционная конструкция РО), с одной и двумя выдвинутыми телескопическими секциями стрелы соответственно; $V^*_{1Т0.С}$, $V^*_{2Т0.С}$, $V^*_{3Т0.С}$, $V^*_{iТ0.С}$, $V^*_{1Т1.С}$, $V^*_{2Т1.С}$, $V^*_{3Т1.С}$, $V^*_{iТ1.С}$, $V^*_{1Т2.С}$, $V^*_{2Т2.С}$, $V^*_{3Т2.С}$, $V^*_{iТ2.С}$ – элементы забоя при дальнейшей разработке забоя при работе со втянутыми телескопическими секциями стрелы (традиционная конструкция РО), с одной и двумя выдвинутыми телескопическими секциями стрелы соответственно

При дальнейшей работе экскаватора следует рассматривать фигуры, изображенные на рис. 11 и 12.

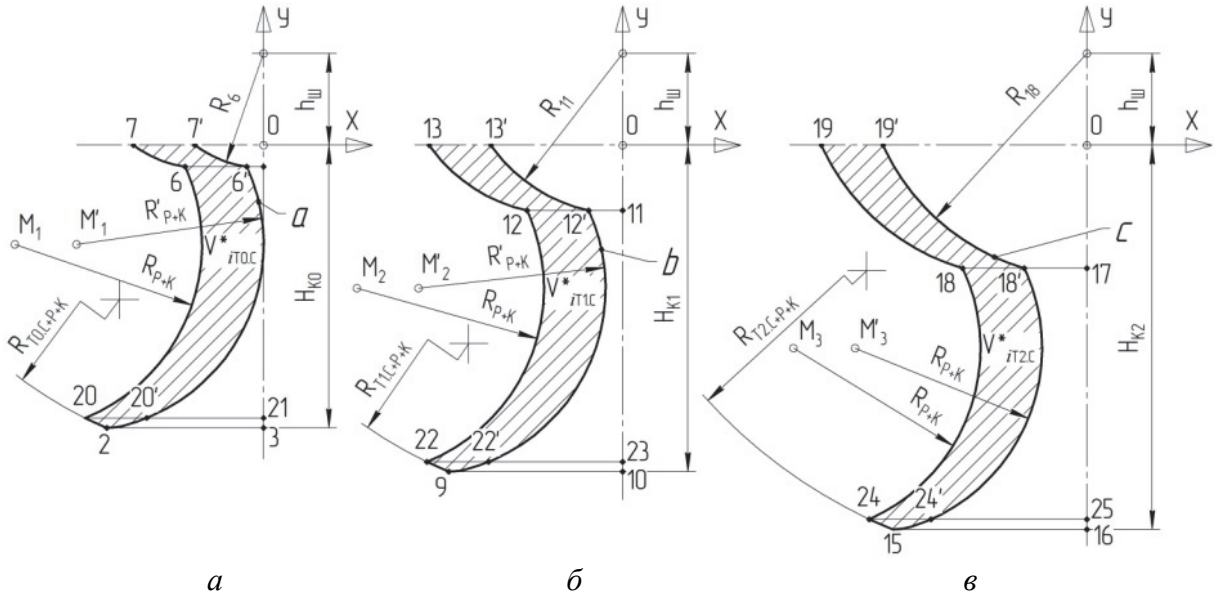
Тогда объем разрабатываемого грунта в забое следует определять по следующим формулам:

1. *При работе со втянутыми телескопическими секциями стрелы (традиционная конструкция РО)* (рис. 12, *а*)

$$V^{\beta}_{\text{тех.т0.с}} = \beta / 360^{\circ} \left(V^{\text{теор}}_{\text{т0.с}} + V^{*}_{1\text{т0.с}} + V^{*}_{2\text{т0.с}} + V^{*}_{3\text{т0.с}} + V^{*}_{i\text{т0.с}} \right); \qquad (20)$$

$$V^{\beta}_{\text{тех.т0.с}} = \beta / 360^{\circ} \left(V^{\text{теор}}_{\text{т0.с}} + \sum_{1}^{n} V^{*}_{i\text{т0.с}} \right), \qquad (21)$$

где n – количество элементов забоя.



а *б* *в*

Рис. 12. Схема для определения теоретических объемов копания грунта: *а* – $V^{*}_{1\text{т0.с}}$; *б* – $V^{*}_{1\text{т1.с}}$; *в* – $V^{*}_{1\text{т2.с}}$

Объем элемента забоя $V^{*}_{i\text{т0.с}}$ будет равняться:

$$V^{*}_{i\text{т0.с}} = \pi \left\{ \int_{-H_{\text{к0}}}^{y_{20}} \left[\left(R^{2}_{\text{т0.с+р+к}} - \left(h_{\text{ш}} - y \right)^{2} \right) - \left(x_{M1} - \sqrt{R^{2}_{\text{р+к}} - \left(y - y_{M1} \right)^{2}} \right)^{2} \right] dy + \right.$$

$$+ \int_{y_{20}}^{y_{6}} \left[\left(x_{M1} - \sqrt{R^{2}_{\text{р+к}} - \left(y - y_{M1} \right)^{2}} \right)^{2} - \left(x'_{M1} - \sqrt{R^{2}_{\text{р+к}} - \left(y - y'_{M1} \right)^{2}} \right)^{2} \right] dy +$$

$$\left. + \int_{y6}^{y0} \left[\left(x_{6} - \sqrt{R^{2}_{6} - \left(h_{\text{ш}} - y \right)^{2}} \right)^{2} - \left(R^{2}_{6} - \left(h_{\text{ш}} - y \right)^{2} \right) \right] dy \right\}, \qquad (22)$$

где x_{20}, y_{20} – координаты точки 20, определяются аналогично координатам точек 2, 9 и 15 – (2), (8), (14).

2. *При одной выдвинутой телескопической секции стрелы* (рис. 12, *б*):

$$V^{\beta}_{\text{тех.т1.с}} = \beta / 360^{\circ} \left(V^{\text{теор}}_{\text{т1.с}} + V^{*}_{1\text{т1.с}} + V^{*}_{2\text{т1.с}} + V^{*}_{3\text{т1.с}} + V^{*}_{i\text{т1.с}} \right); \qquad (23)$$

$$V^{\beta}_{\text{тех.т1.с}} = \beta / 360^{\circ} \left(V^{\text{теор}}_{\text{т1.с}} + \sum_{1}^{n} V^{*}_{i\text{т1.с}} \right), \qquad (24)$$

Объем элемента забоя $V^{*}_{i\text{т1.с}}$ будет равняться:

$$V^{*}_{i\text{т1.с}} = \pi \left\{ \int_{-H_{\text{к1}}}^{y_{22}} \left[\left(R^{2}_{\text{т1.с+р+к}} - \left(h_{\text{ш}} - y \right)^{2} \right) - \left(x_{M2} - \sqrt{R^{2}_{\text{р+к}} - \left(y - y_{M2} \right)^{2}} \right)^{2} \right] dy + \right.$$

$$+ \int_{y_{22}}^{y_{12}} \left[\left(x_{M2} - \sqrt{R^{2}_{\text{р+к}} - \left(y - y_{M2} \right)^{2}} \right)^{2} - \left(x'_{M2} - \sqrt{R^{2}_{\text{р+к}} - \left(y - y'_{M2} \right)^{2}} \right)^{2} \right] dy +$$

$$\left. + \int_{y12}^{y0} \left[\left(x_{12} - \sqrt{R^{2}_{12} - \left(h_{\text{ш}} - y \right)^{2}} \right)^{2} - \left(R^{2}_{12} - \left(h_{\text{ш}} - y \right)^{2} \right) \right] dy \right\}, \qquad (25)$$

где x_{22}, y_{22} – координаты точки 22, определяются аналогично координатам точек 2, 9, 15, 20 – (2), (8), (14).

3. *При двух выдвинутых телескопических секциях стрелы* (рис. 12, *в*):

$$V^{\beta}_{\text{тех.т2.с}} = \beta / 360^{\circ} \left(V^{\text{теор}}_{\text{т2.с}} + V^{*}_{1\text{т2.с}} + V^{*}_{2\text{т2.с}} + V^{*}_{3\text{т2.с}} + V^{*}_{i\text{т2.с}} \right); \qquad (26)$$

$$V^{\beta}_{\text{тех.т2.с}} = \beta / 360^{\circ} \left(V^{\text{теор}}_{\text{т2.с}} + \sum_{1}^{n} V^{*}_{i\text{т2.с}} \right). \qquad (27)$$

Объем элемента забоя $V^{*}_{i\text{т2.с}}$ будет равняться:

$$V^{*}_{i\text{т2.с}} = \pi \left\{ \int_{-H_{\text{к2}}}^{y_{24}} \left[\left(R^{2}_{\text{т2.с+р+к}} - \left(h_{\text{ш}} - y \right)^{2} \right) - \left(x_{M3} - \sqrt{R^{2}_{\text{р+к}} - \left(y - y_{M3} \right)^{2}} \right)^{2} \right] dy + \right.$$

$$+ \int_{y_{24}}^{y_{18}} \left[\left(x_{M3} - \sqrt{R^{2}_{\text{р+к}} - \left(y - y_{M3} \right)^{2}} \right)^{2} - \left(x'_{M3} - \sqrt{R^{2}_{\text{р+к}} - \left(y - y'_{M3} \right)^{2}} \right)^{2} \right] dy +$$

$$\left. + \int_{y18}^{y0} \left[\left(x_{18} - \sqrt{R^{2}_{18} - \left(h_{\text{ш}} - y \right)^{2}} \right)^{2} - \left(R^{2}_{18} - \left(h_{\text{ш}} - y \right)^{2} \right) \right] dy \right\}, \qquad (28)$$

где x_{24}, y_{24} – координаты точки 24, определяются аналогично координатам точек 2, 9, 15, 20, 22 – (2), (8), (14).

На основе предложенных математических моделей в системе компьютерной алгебры *Mathcad* были проведены расчеты по определению

объема разрабатываемого грунта $V_{т.с}^{теор}$ и $V_{iт.с}^{*}$ при работе с двумя втянутыми телескопическими секциями стрелы (традиционная конструкция РО) и ТРО конструкции (рис. 1, 2), результаты которых приведены в табл. 1 и 2 и построены гистограммы. Были рассмотрены зоны работы ТРО при угле работы β° 45°, 60°, 75°, 90° и при копании на ширину ковша. Для расчетов при копании на ширину ковша был взят параметрический ряд ковшей фирмы *Caterpillar* для РО экскаватора 336D увеличенной длины.

Таблица 1

Результаты расчетов по определению объема разрабатываемого грунта

При работе со втянутыми телескопическими секциями стрелы				
β, град	45°	60°	75°	90°
$H_{коп.}$, м	7,327	7,327	7,327	7,327
$V_{т0.с}^{теор}$, м^3	198,95	265,27	331,59	397,91
$V_{iт0.с}^{*}$, м^3	14,27	19,03	23,79	28,55
При работе с одной выдвинутой телескопической секцией стрелы				
β, град	90°	180°	270°	360°
$Н_{коп.}$, м	8,463	8,463	8,463	8,463
$V_{т1.с}^{теор}$, м^3	285,57	380,76	475,95	571,14
$V_{iт1.с}^{*}$, м^3	23,63	31,51	39,39	47,26
При работе с двумя выдвинутыми телескопическими секциями стрелы				
β, град	90°	180°	270°	360°
$Н_{коп.}$, м	9,965	9,965	9,965	9,965
$V_{т2.с}^{теор}$, м^3	421,67	562,23	702,79	843,35
$V_{iт2.с}^{*}$, м^3	41,16	54,88	68,60	82,32

Таблица 2

Результаты расчетов по определению объема разрабатываемого грунта при β = 0°

Вместимость ковша, м^3		Ширина ковша, м		Объем разрабатываемого грунта, м^3		
				$V_{Т0.С}$	$V_{Т1.С}$	$V_{Т2.С}$
q_1	0,44	b_1	0,6	33,83	41,1	49,89
q_2	0,59	b_2	0,75	42,3	51,37	62,37
q_3	0,86	b_3	0,1	56,4	68,5	83,66
q_4	1,08	b_4	0,12	67,7	82,2	99,8
q_5	1,13	b_5	0,125	70,5	85,62	103,95
q_6	1,19	b_6	0,13	73,3	89,04	108,1
q_7	1,30	b_7	0,14	78,95	95,9	116,42
q_8	1,41	b_8	0,15	84,6	102,75	124,75

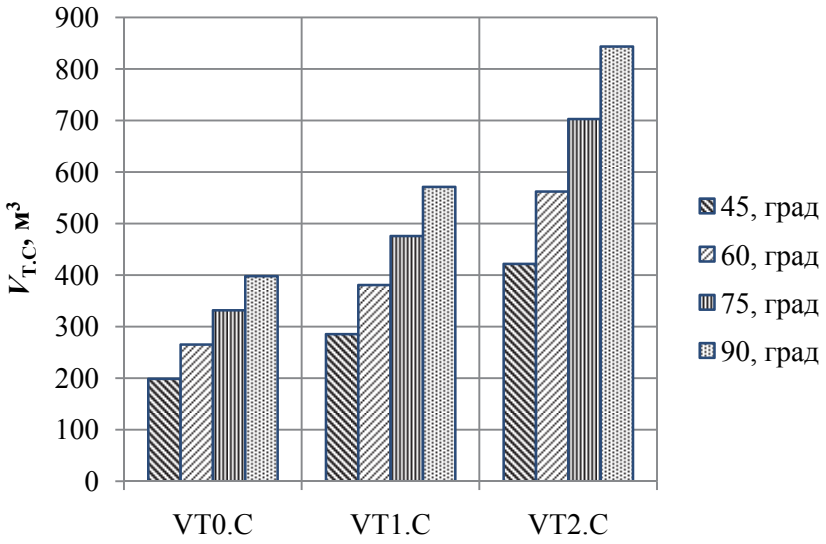


Рис. 13. Сравнительная гистограмма объемов разрабатываемого грунта для традиционного и ТРО при углах отклонения на 45°, 60°, 75°, 90°

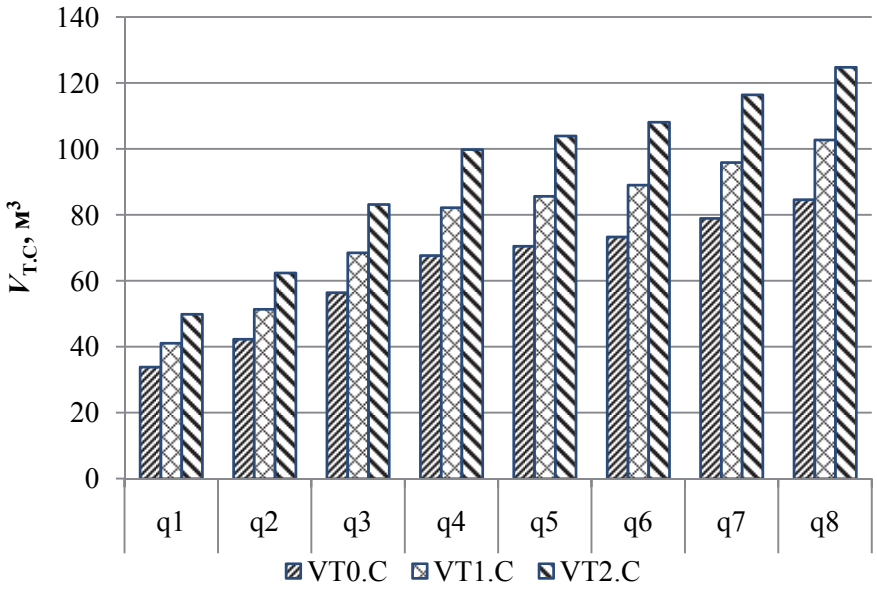


Рис. 14. Гистограмма объемов грунта при копании традиционным и ТРО при одной и двух выдвинутых телескопических секциях стрелы, на ширину ковша (β = 0°)

Вывод. Применение РО с двухсекционной телескопической стрелой и традиционной рукоятью позволяет увеличить глубину копания на 17,7 % при выдвижении одной телескопической секции стрелы и на 36 % при выдвижении обеих телескопических секций стрелы, при этом достигается увеличение объема копания грунта на 29 и 51 % соответственно (табл. 1, 2, рис. 13, 14) при копании с одной стоянки экскаватора. Проведенные расчеты по предложенным математическим моделям подтверждают эффектив-

ность конструкции. Использование предложенного РО позволяет увеличить объем разрабатываемого грунта с одной стоянки экскаватора, а также расширить функциональные возможности и диапазон выполняемых работ.

Список литературы

1. Интенсификация разработки грунтов в дорожном строительстве / В.И. Баловнев, Л.А Хмара. М., 1993.

2. Земляные работы / Ю.И. Беляков, А.Л. Левинзон, В.А. Галимуллин. М.: Стройиздат, 1990, 281с.

3. Машини для землянихробіт: підручник / Л.А. Хмара, С.В. Кравець, М.П. Скоблюк та ін.; за заг. ред. д.т.н., проф. Л.А. Хмара та д.т.н., проф. С.В. Кравця. Х., 2014.

4. Патент на корисну модель № 70683 Україна, МПК E02F 3/28. Робоче обладнання гідравлічного екскаватора / Хмара Л.А., Дахно О.О., Бутенко О.А. // Заяв. 14.11.2011; опубл. 25.06.2012. Бюл. № 12.

5. Патент на корисну модель № 70686 Україна, МПК E02F 3/28. Телескопічне робоче обладнання гідравлічного екскаватора / Хмара Л.А., Дахно О.О., Бутенко О.А. // Заяв. 14.11.2011; опубл. 25.06.2012. Бюл. № 12.

6. Патент на корисну модель № 75318 Україна, МПК E02F 3/28. Робоче обладнання одноківшевого екскаватора / Хмара Л.А., Дахно О.О. // Заяв. 25.05.2012; опубл. 26.11.2012. Бюл. № 22.

7. Методические указания к выполнению курсового проекта «Одноковшовые гидравлические экскаваторы» к дисциплине «Машины для земляных работ» для студентов механических специальностей / В.К. Тимошенко, Л.А. Хмара, М.И. Деревянчук, И.А. Кулик. Д., 1989.

8. Оценка эффективности телескопического рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора / Л.А. Хмара // Сб. научных трудов: Строительство, материаловедение, машиностроение. Д., 2002. № 15. С. 143–150.

9. Визначення теоретичного об’ємукопання ґрунту одноківшевим екскаватором з телескопічним робочим обладнанням / Л.А. Хмара, О.О. Дахно // Сб. научных трудов: Строительство, материаловедение, машиностроение. – Д., 2012. №. 66.4.2. С. 38–49.

10. Телескопічне робоче обладнання гідравлічного екскаватора, оцінка його ефективності та визначення об’ємукопання ґрунту / Л.А. Хмара, О.О. Дахно // Сб. научных трудов: Строительство, материаловедение, машиностроение. Д., 2012. №. 66.4.2. С. 29–37.

11. Формування та оцінка ефективності телескопічного робочого обладнання одноківшевого гідравлічного екскаватора / Л.А. Хмара, О.О. Дахно // Сб. научных трудов: Строительство, материаловедение, машиностроение. Д., 2012. №. 66.4.2. С. 142–154.

12. Модернізація та підвищення продуктивності будівельних машин / Л.А. Хмара, М.П. Колісник, В.П. Станевський. К., 1992.

УДК 621.878.4
В.В. Минин, М.В. Носков
Сибирский федеральный университет

Оценка точности результатов при оптимизации параметров транспортно-технологических машин

Процедура определения технического уровня на первых этапах проектирования наземных транспортно-технологических машин ограничивается расчетами комплексных безразмерных показателей и последующим их сравнением. Структура таких показателей (табл. 1) не обязательно должна быть однородной. Это объясняется необходимостью обеспечения не только технического, но и экономического подобия машин-аналогов [1, 2].

Таблица 1

Структуры математических моделей для оценки эффективности и технического уровня транспортно-технологических машин

Иерархия безразмерных показателей качества	Учитываемый фактор
I уровень	
$\pi_{C_A} = \frac{AG^2}{Q^3}\sqrt{\frac{\Pi_{C_A}}{C}}$	Стоимость потерь полезной удельной работы в рабочем цикле
II уровень	
$\pi_{C_N} = \frac{AG^2}{Q^3}\sqrt{\frac{C}{\Pi_{C_N} Q}}$	Стоимость потерь мощности
III уровень	
$\pi_H = \frac{QH}{N};\quad \pi_Z = \frac{Z}{NG}\sqrt[3]{QH^2G^2};\quad \pi_G = \frac{Z}{QG}\sqrt[3]{\frac{NG^2}{H^2}}$	Производительность для подъемно-транспортных и коммунальных работ
$\pi_N = \frac{AQ}{N};\quad \pi_Q = \frac{AH^4}{Q}\sqrt[3]{\frac{H^2}{G^2N}}$	Производительность при землеройно-транспортных работах

Примечание: Q – производительность машины; N – установочная мощность двигателя; G – масса (сила тяжести) машины; H – линейный размер; Z – грузоподъемность (грузоподъемная сила); A – удельная энергоемкость рабочего процесса.

Использование иерархии критериальных зависимостей может быть применено при выборе оптимального (рационального) конструктивного исполнения машин. На основе апостериорной информации (значений конструктивных параметров машин, выпускаемых фирмами-производителями)

© Минин В.В., Носков М.В., 2016

данные критерии, показывающие качественную картину взаимосвязи, целесообразно использовать с учетом тенденций динамики развития конструкции машины с применением методов прогнозирования.

Направления повышения эффективности машин определяются при условиях стремления критериев к своим предельным значениям с учетом ограничений, определяемых для конкретных условий эксплуатации:

$$\pi_{C_A} \to \min \text{ при } \begin{cases} A \to \text{const}, \\ G \to \min, \\ Q \to \max, \\ \Pi_{C_A} \to \min, \\ C = \text{var}; \end{cases} \quad \pi_{C_A} \to \min \text{ при } \begin{cases} A \to \text{const}, \\ G \to \min, \\ Q \to \max, \\ \Pi_{C_N} \to \min, \\ C = \text{var}; \end{cases}$$

$$\pi_H, \pi_Z, \pi_G \to \max \text{ при } \begin{cases} Z \to \max, \\ N \to \min, \\ G \to \min, \\ Q \to \max, \\ H = \text{const}; \end{cases} \quad \pi_N, \pi_Q \to \max \text{ при } \begin{cases} A = \text{const}, \\ H = \text{const}, \\ G \to \min, \\ Q \to \max, \\ N \to \min. \end{cases}$$

Для расчета абсолютной погрешности безразмерных критериальных функций использовали известную [2] формулу

$$\Delta_X = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\partial f}{\partial X_i} \right)^2 \Delta_{X_i}^2}.$$

В результате дифференцирования в частных производных были получены формулы для расчета абсолютной погрешности значений безразмерных комплексов (табл. 1, рис. 1–7).

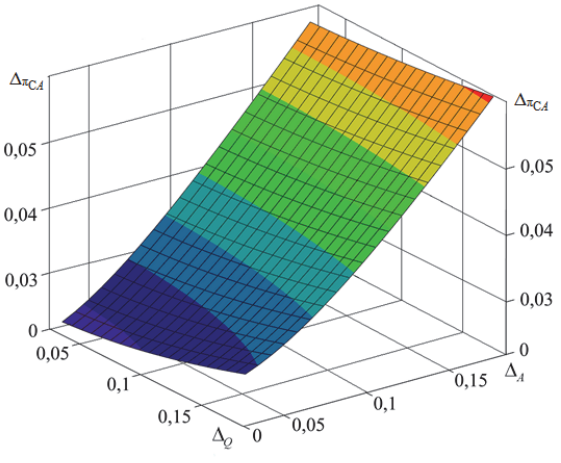


Рис. 1. Зависимость абсолютной погрешности безразмерного критерия $\Delta_{\pi_{C_A}}$ от погрешностей значений производительности Δ_Q и удельной энергоемкости рабочего процесса

1) $\pi_{C_A} = \dfrac{AG^2}{Q^3}\sqrt{\dfrac{\Pi_{C_A}}{C}}$;

$$\Delta_{\pi_{C_A}} = \sqrt{\left(\frac{G^2\sqrt{\frac{\Pi_{C_A}}{C}}}{Q^3}\right)^2\Delta_A^2 + \left(\frac{3AG^2\sqrt{\frac{\Pi_{C_A}}{C}}}{Q^4}\right)^2\Delta_Q^2 + \left(\frac{2AG^2\sqrt{\frac{\Pi_{C_A}}{C}}}{Q^3}\right)^2\Delta_G^2 +}$$

$$+\left(\frac{AG^2}{2CQ^3\sqrt{\frac{\Pi_{C_A}}{C}}}\right)^2\Delta_{\Pi_{C_A}}^2 + \left(\frac{AG^2\Pi_{C_A}}{2C^2Q^3\sqrt{\frac{\Pi_{C_A}}{C}}}\right)^2\Delta_C^2;$$

2) $\pi_{C_N} = \dfrac{AG^2}{Q^3}\sqrt{\dfrac{C}{\Pi_{C_N}Q}}$;

$$\Delta_{\pi_{C_N}} = \sqrt{\left(\frac{G^2\sqrt{\frac{C}{\Pi_{C_N}Q}}}{Q^3}\right)^2\Delta_A^2 + \left(\frac{2AG\sqrt{\frac{C}{\Pi_{C_N}Q}}}{Q^4}\right)^2\Delta_G^2 + \left(\frac{3AG^2\sqrt{\frac{C}{\Pi_{C_N}Q}}}{Q^4}\right)^2 -}$$

$$-\left(\frac{ACG^2}{2Q^5\Pi_{C_N}\sqrt{\frac{C}{\Pi_{C_N}Q}}}\right)^2\Delta_Q^2 + \left(\frac{AG^2}{2Q^4\Pi_{C_N}\sqrt{\frac{C}{\Pi_{C_N}Q}}}\right)^2\Delta_C^2 + \left(\frac{ACG^2}{2Q^4\Pi_{C_N}\sqrt{\frac{C}{\Pi_{C_N}Q}}}\right)^2\Delta_{\Pi_{C_N}}^2$$

3) $\pi_H = QH / N$;

$$\Delta_{\pi_H} = \sqrt{\left(\frac{-QH}{N^2}\right)^2\Delta_N^2 + \left(\frac{-Q}{N}\right)^2\Delta_H^2 + \left(\frac{H}{N}\right)^2\Delta_Q^2};$$

4) $\pi_Z = \dfrac{Z}{NG}\sqrt[3]{QH^2G^2}$;

$$\Delta_{\pi_Z} = \sqrt{\left(N^{-1}G^{-1/3}Q^{1/3}H^{2/3}\right)^2\Delta_Z^2 + \left(ZG^{-1/3}Q^{1/3}H^{2/3}\right)^2N^{-4}\Delta_N^2 +}$$

$$+\left(ZN^{-1}Q^{1/3}H^{2/3}\right)^2\times\frac{1}{9}G^{-4/3}\Delta_G^2+\left(ZN^{-1}G^{-1/3}H^{2/3}\right)^2\frac{1}{9}Q^{-2/3}\Delta_Q^2+$$

$$+\left(ZQ^{1/3}G^{-1/3}N^{-1}\right)^2\frac{4}{9}H^{-1/3}\Delta_H^2=\sqrt{\frac{\Delta_Z^2}{N^2}\sqrt[3]{\frac{QH^2}{G}}+\frac{Z^2\Delta_N^2}{N^4}\sqrt[3]{\frac{QH^2}{G}}+}$$

$$+\frac{Z^2\Delta_G^2}{9N^2}\sqrt[3]{\frac{QH^2}{G^4}}+\frac{Z^2\Delta_Q^2}{9N^2}\sqrt[3]{\frac{H^2}{GQ^2}}+\frac{4Z^2\Delta_H^2}{9N^2}\sqrt[3]{\frac{Q}{GH}};$$

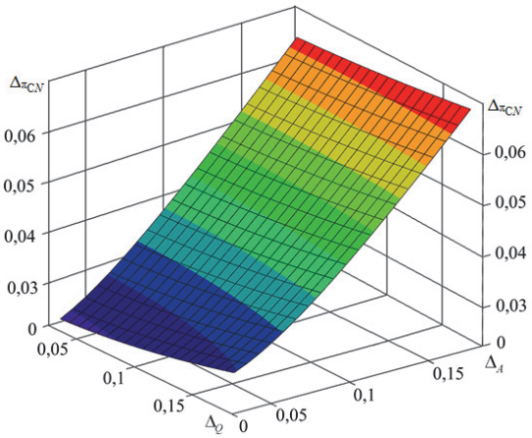


Рис. 2. Зависимость абсолютной погрешности безразмерного критерия $\Delta_{\pi_{C_N}}$ от погрешностей значений производительности Δ_Q и удельной энергоемкости рабочего процесса

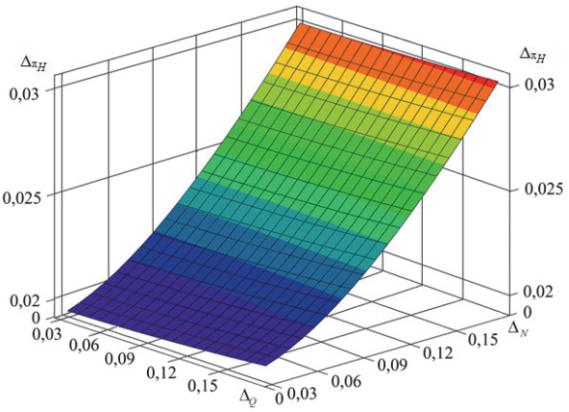


Рис. 3. Зависимость абсолютной погрешности безразмерного критерия Δ_{π_H} от погрешностей значений производительности Δ_Q и установочной мощности двигателя Δ_N

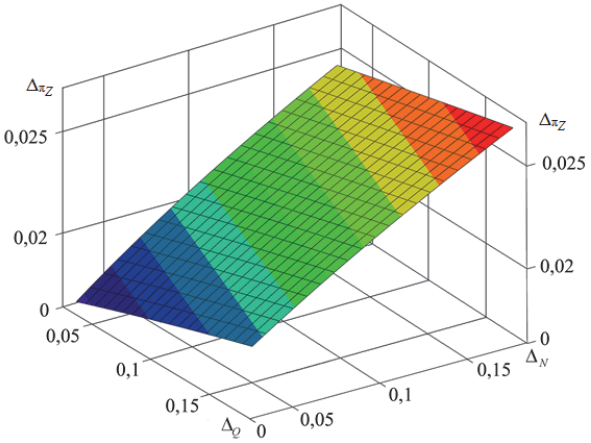


Рис. 4. Зависимость абсолютной погрешности безразмерного критерия Δ_{π_Z} от погрешностей значений производительности Δ_Q и установочной мощности двигателя Δ_N

5) $\pi_G = \dfrac{Z}{QG}\sqrt[3]{\dfrac{NG^2}{H^2}};$

$$\Delta_{\pi_G} = \sqrt{\left(Q^{-1}G^{-1/3}N^{1/3}H^{-2/3}\right)^2\Delta_Z^2 + \left(ZG^{-1/3}N^{1/3}H^{-2/3}\right)^2 Q^{-4}\Delta_Q^2 +}$$

$$+\left(ZQ^{-1}N^{1/3}H^{-2/3}\right)^2 \times \frac{1}{9}G^{-4/3}\Delta_G^2 + \left(ZQ^{-1}G^{-1/3}H^{-2/3}\right)^2 \frac{1}{9}N^{-2/3}\Delta_N^2 +$$

$$+\left(ZQ^{-1}G^{-1/3}N^{1/3}\right)^2 \frac{4}{9}H^{-5/3}\Delta_H^2} = \sqrt{\frac{\Delta_Z^2}{Q^2}\sqrt[3]{\frac{N}{GH^2}} + \frac{Z^2\Delta_Q^2}{Q^4}\sqrt[3]{\frac{N}{GH^2}} +}$$

$$+\frac{Z^2\Delta_G^2}{9Q^2}\sqrt[3]{\frac{N}{G^4H^2}} + \frac{Z^2\Delta_N^2}{9Q^2}\sqrt[3]{\frac{1}{GH^2N^2}} + \frac{4Z^2\Delta_H^2}{9Q^2}\sqrt[3]{\frac{N}{GH^5}};$$

6) $\pi_N = \dfrac{AQ}{N};$

$$\Delta_{\pi_N} = \sqrt{\left(QN^{-1}\right)^2\Delta_A^2 + \left(AN^{-1}\right)^2\Delta_Q^2 + \left(-AQN^{-2}\right)^2\Delta_N^2} =$$

$$= \sqrt{\frac{Q^2\Delta_A^2}{N^2} + \frac{A^2\Delta_Q^2}{N^2} + \frac{(AQ)^2\Delta_N^2}{N^4}};$$

7) $\pi_Q = \dfrac{AH^4}{Q}\sqrt[3]{\dfrac{H^2}{G^2N}};$

$$\Delta_{\pi_Q} = \sqrt{\left(Q^{-1}G^{-2/3}N^{-1/3}H^{14/3}\right)^2\Delta_A^2 + \left(AG^{-2/3}N^{-1/3}Q^{-1}\right)^2\frac{169}{9}H^{11/3}\Delta_H^2 +}$$

$$+\left(AG^{-2/3}N^{-1/3}H^{14/3}\right)^2 Q^{-4}\Delta_Q^2 + \left(AQ^{-1}N^{-1/3}H^{14/3}\right)^2\frac{4}{9}G^{-5/3}\Delta_G^2 +$$

$$+\left(AQ^{-1}G^{-2/3}N^{14/3}\right)^2 \times \frac{1}{9}N^{-4/3}\Delta_N^2} = \sqrt{\frac{\Delta_A^2}{Q^2}\sqrt[3]{\frac{H^{14}}{G^2N}} + \frac{169A^2\Delta_H^2}{9Q^2}\sqrt[3]{\frac{H^{11}}{G^2N}} +}$$

$$+\frac{A^2\Delta_Q^2}{Q^4}\sqrt[3]{\frac{H^{14}}{G^2N}} + \frac{4A^2\Delta_G^2}{9Q^2}\sqrt[3]{\frac{H^{14}}{G^5N}} + \frac{A^2\Delta_N^2}{9Q^2}\sqrt[3]{\frac{H^{14}}{G^2N^4}}.$$

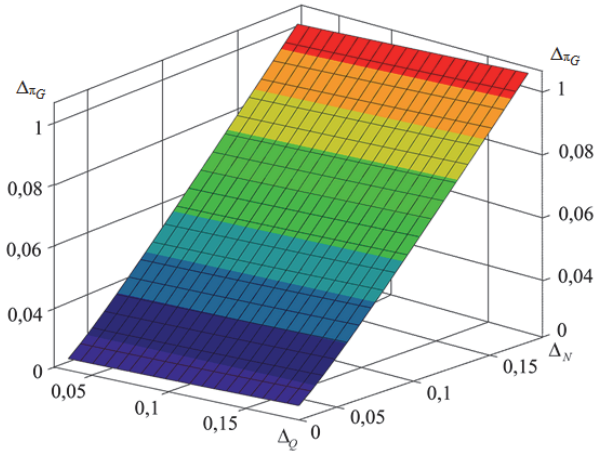


Рис. 5. Зависимость абсолютной погрешности безразмерного критерия Δ_{π_G} от погрешностей значений производительности Δ_Q и установочной мощности двигателя Δ_N

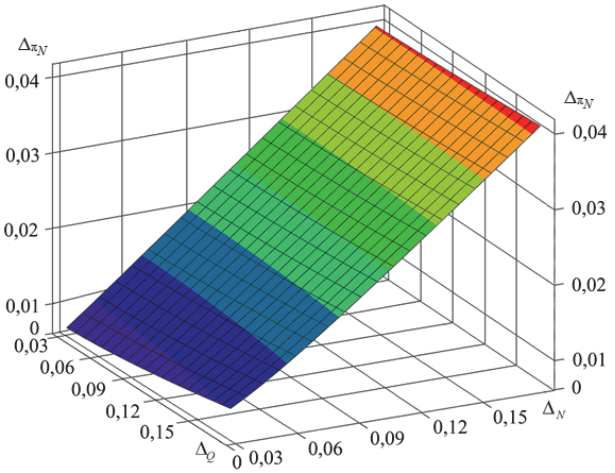


Рис. 6. Зависимость абсолютной погрешности безразмерного критерия Δ_{π_N} от погрешностей значений производительности Δ_Q и установочной мощности двигателя Δ_N

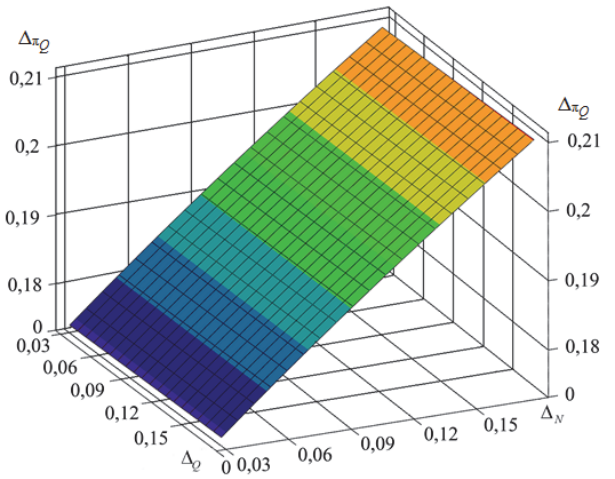


Рис. 7. Зависимость абсолютной погрешности безразмерного критерия Δ_{π_Q} от погрешностей значений производительности Δ_Q и установочной мощности двигателя Δ_N

По результатам исследования в среде программирования Math Cad установлено (рис. 1, 2), что критерии π_{C_A} и π_{C_N} на порядок менее чувствительны к погрешностям определения производительности машины Δ_Q и удельной энергоемкости рабочего процесса Δ_A.

Критерии π_H и π_Z (рис. 3–4) на порядок менее чувствительны к погрешностям определения производительности машины Δ_Q и установочной мощности двигателя Δ_N критерия π_G (рис. 5). Это объясняется структурой критерия π_G, включающей параметры установочной мощности двигателя N (находится в числителе критерия) и производительности машины Q (находится в знаменателе критерия).

Критерий π_N (рис. 6) на порядок менее чувствителен к погрешностям определения критерия π_Q (рис. 7). Это объясняется структурой критерия π_Q, включающей параметр линейного размера (например, дальность транспортирования, габарит машины, высоту разгрузки ковша и др.).

Задачу повышения точности методик расчета параметров транспортно-технологических машин следует решать путем формирования уравнений, отражающих физический процесс работы машины в безразмерном виде, где погрешность определяется самой единицей измерения, а погрешность уравнений следует принимать на основе результатов исследований, приведенных на рис. 1–7 на основе данных по универсальным малогабаритным погрузчикам с бортовым поворотом [2].

Разработанные критерии оценки эффективности и технического уровня машин способствуют ресурсо- и энергосбережению при проектировании и эксплуатации техники и определяют направления повышения данных показателей за счет совершенствования ее конструкций.

На основе предложенного подхода и анализа погрешностей (относительной и абсолютной) безразмерных критериев взаимосвязи конструктивных и эксплуатационных параметров получены результаты, позволяющие обоснованно констатировать, что критерии

$$\pi_{C_A},\ \pi_{C_N},\ \pi_H,\ \pi_Z,\ \pi_G,\ \pi_N,\ \pi_Q$$

являются устойчивыми по отношению к погрешностям исходных данных, а также обладают способностью нивелировать эти погрешности (свойство робастности) и, как следствие, повышать точность и достоверность результатов при формировании (по выработанным рекомендациям) пространственно-временных математических моделей транспортно-технологических машин.

Список литературы

1. Баловнев В.И. Оптимизация и выбор инновационных систем и процессов транспортно-технологических машин: монография. М., 2014.

2. Минин В.В. Концепция повышения эффективности универсальных малогабаритных погрузчиков: монография. Красноярск, 2012.

УДК 621.879.3
П.А. Побегайло
ИМАШ им. Благонравова А.А. РАН, Россия

Исследование ряда геометрических свойств идеального и реального рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора обратного копания

Если говорить о рабочем оборудовании (РО) одноковшовых гидравлических экскаваторов (ОГЭ) как о манипуляционной системе, то оно обладает «собственными свойствами» [1], в число которых входят свойства механические, к которым относятся свойства геометрические, одним из которых является свойство манипулятивности [1 и др.]. Изучению этого свойства РО ОГЭ РС-7000 фирмы Komatsu Mining Germany была посвящена наша предыдущая работа [2]. Настоящая же работа является ее продолжением, что позволяет нам часть введенных в работе [2] понятий сейчас заново не пояснять. Подчеркнем только то, что в наших работах РО ОГЭ рассматривается как типичный плоский трехзвенный манипулятор.

В рамках такого представления РО можно ввести понятие «кинематические длины» стрелы, рукояти и ковша – a, b, c. Это расстояние между осями их концевых шарниров и для длины ковша – острием зубьев и шарниром рукоять-ковш (четкое определение этим понятиям можно найти, например, в работе [3]).

В работах [4–6 и др.], на базе исследования манипулятивности кинематических схем РО отечественных ОГЭ, была предложена их классификация, и попутно, новый подход к классификации точек рабочей зоны.

Кроме этого, РО ОГЭ может быть расклассифицировано согласно идеям книги [1]. А именно, при выполнении условия $b + c > a > b > c$ РО может быть отнесено к манипуляторам класса А, а при выполнении условия $a > b + c > b > c$ к манипуляторам класса Б. Заметим, что в класс А попадают все известные нам прямые лопаты, а в класс Б все обратные лопаты.

В рамках дальнейшего исследования геометрических свойств реального РО ОГЭ РС-7000 представляется полезным ввести понятие «идеального РО» (по аналогии с «идеальным манипулятором» [1, 7–9 и др.]). Под ним мы будем понимать РО ОГЭ со снятыми ограничениями на значения шарнирных углов [10 и др.]. При этом длины звеньев РО (и соответственно их пропорции) сохранятся без изменений.

При такой постановке задачи мы можем представлять «идеальное РО» как плоский четырехзвенный механизм, где кроме трех указанных

© Побегайло П.А., 2016

выше кинематических длин появляется расстояние между пятой стрелы и зубьями ковша, параметр – d = var.

Иными словами, «исследование характеристик сервиса этого трехзвенного манипулятора можно свести к исследованию ряда плоских четырехзвенных механизмов, различающихся длиной звена d. При этом можно определить коэффициент сервиса для любой точки на длине d. Для рассматриваемого идеального манипулятора значение коэффициента сервиса для точек, расположенных на длине d, не будет зависеть от ее положения в пространстве, следовательно, достаточно исследовать одно произвольное положение этой длинны» [9].

В работе [1] для «идеального манипулятора» приведены графики изменения коэффициента сервиса, в частности и для манипуляторов класса А и Б. Это сделано для неких абстрактных примеров. При этом авторами приведено значение среднего коэффициента сервиса для этих кинематических схем. Несложно заметить, что графики состоят из нескольких частей.

Границы между этими частями графиков выписаны также в книге [1]. Они имеют вид для манипулятора класса Б (при их получении использовано «условие проворачиваемости Грасгофа» [11 и др.]): точка 1 – $a + b + c$; точка 2 – $a + b – c$; точка 3 – $a – b + c$; точка 4 – $a – b – c$.

Формулы для определения значения коэффициента сервиса в рассматриваемом случае широко известны [1, 7–9 и др.] и приводить их тут мы не будем.

На рис. 1*а* представлен такой же в качественном смысле график. Но! В этом случае нами использованы исходные данные ОГЭ обратного копания РС-7000 фирмы Komatsu Mining Germany. При этом нами впервые построен график 1*б*. На нем показано, как изменяется значение коэффициента сервиса в зависимости от положения точки D (точка, соответствующая зубьям ковша) на оси X для «идеального РО».

Из этого графика видно, что:

- значение коэффициента сервиса в каждой точке оси X симметрично относительно этой оси;
- изменения значения коэффициента сервиса при движении зубьев ковша вдоль оси X также симметричны относительно этой оси;
- на участке I графика 1*а* значение манипулятивности растет справа налево от нуля до единицы, на участке III оно уменьшается справа налево от единицы до нуля, на участке II оно равно единице;
- левая и правая ветви на рис. 1*а* несимметричны, но их длина по оси X одинакова;
- средний коэффициент сервиса для манипулятора класса Б (экскаватор РС-7000) равен 0,531.

Также заметим, что график 1*а* симметричен относительно оси Y, и рабочие зоны «идеального РО» суть круги с центром в пяте стрелы.

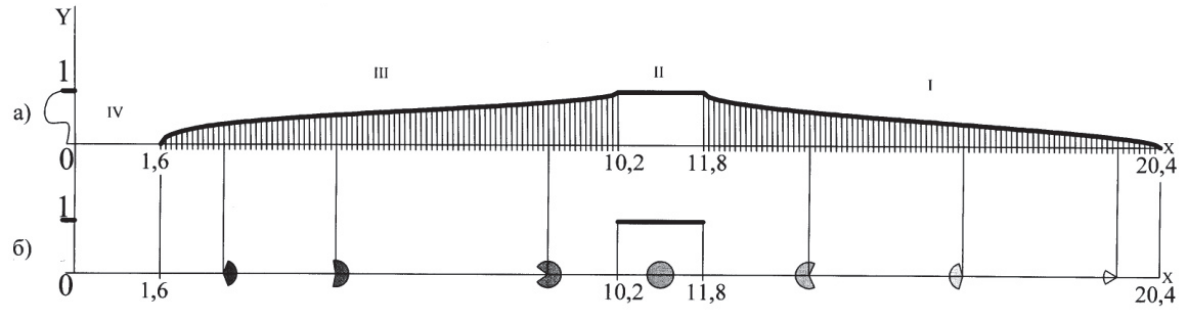


Рис. 1. Изменение коэффициента сервиса для «идеального РО» класса Б (PC-7000 фирмы Komatsu Mining Germany)

Если считать «идеальное РО» в определенном смысле эталоном, то представляется интересным и полезным сопоставить с ним реальное РО. В частности, важным представляется рассмотрение вопроса о снижении манипулятивности реального РО в сравнении с «идеальным РО».

Для этого может быть предложена новая оценка – коэффициент потери манипулятивности [12 и др.]. Очевидно, что он может быть двух видов – для РО в целом ($K_{\text{ПМ}}^{\text{РО}}$) и для конкретной точки рабочей зоны ($K_{\text{ПМ}}^{i}$).

Возникает очевидный вопрос о том, как эти коэффициенты следует определять. Алгоритм решения этой задачи приведен в работе [12]. Сейчас кратко напомним его.

Для этого сначала рассмотрим эту задачу для коэффициента $K_{\text{ПМ}}^{i}$, т. е. для какой-то произвольной точки рабочей зоны (в прочих точках все будет происходить аналогично). Итак, для решения рассматриваемой задачи нужно [12]:

- выбрать какую-то произвольную точку рабочей зоны;
- вычислить значение коэффициента сервиса в этой точке рабочей зоны реального РО, воспользовавшись подходом, описанным в работах [4–6, 12 и др.];
- разбить рабочую зону реального РО на области. Границы этих областей должны соответствовать границам участков на рис. 1*а*. Тогда для манипулятора класса Б рабочая зона разделится на три области. Граница между областями – это дуга окружности с центром в пяте стрелы;
- для рассматриваемой точки рабочей зоны определить расстояние между ней и пятой стрелы – l_i;
- для вычисленного значения l_i на графике «идеального РО» определить значение коэффициента сервиса – величину $\overline{K_C^{\text{ИМ}}}$;
- разделить полученное значение манипулятивности «идеального РО» в точке с координатой l_i – величину $\overline{K_C^{\text{ИМ}}}$ на значение манипулятивности в рассматриваемой произвольной точке рабочей зоны K_C^i реального

РО. Это даст нам локальное значение потери манипулятивности в рассматриваемой точке $K_{\text{пм}}^{i}$.

Такая процедура может быть проведена для всех точек рабочей зоны (выбранных каким-то способом с каким-то шагом). На рис. 2 представлена картина потери манипулятивности для экскаватора РС-7000 фирмы Komatsu Mining Germany, построенная на квадратной сетке с метровым шагом. Зная значения коэффициента потери манипулятивности в большом числе точек, несложно вычислить значение средней потери манипулятивности всего РО – $K_{\text{пм}}^{\text{РО}}$ (например, сложив все значения коэффициента потери манипулятивности и разделив эту сумму на число рассматриваемых точек рабочей зоны). Это полезно делать сначала для каждой из областей, а потом и для всей рабочей зоны рассматриваемого РО.

Таким образом, ответ на вопрос, как определять коэффициенты $K_{\text{пм}}^{\text{РО}}$ и $K_{\text{пм}}^{i}$, нами приведен [12].

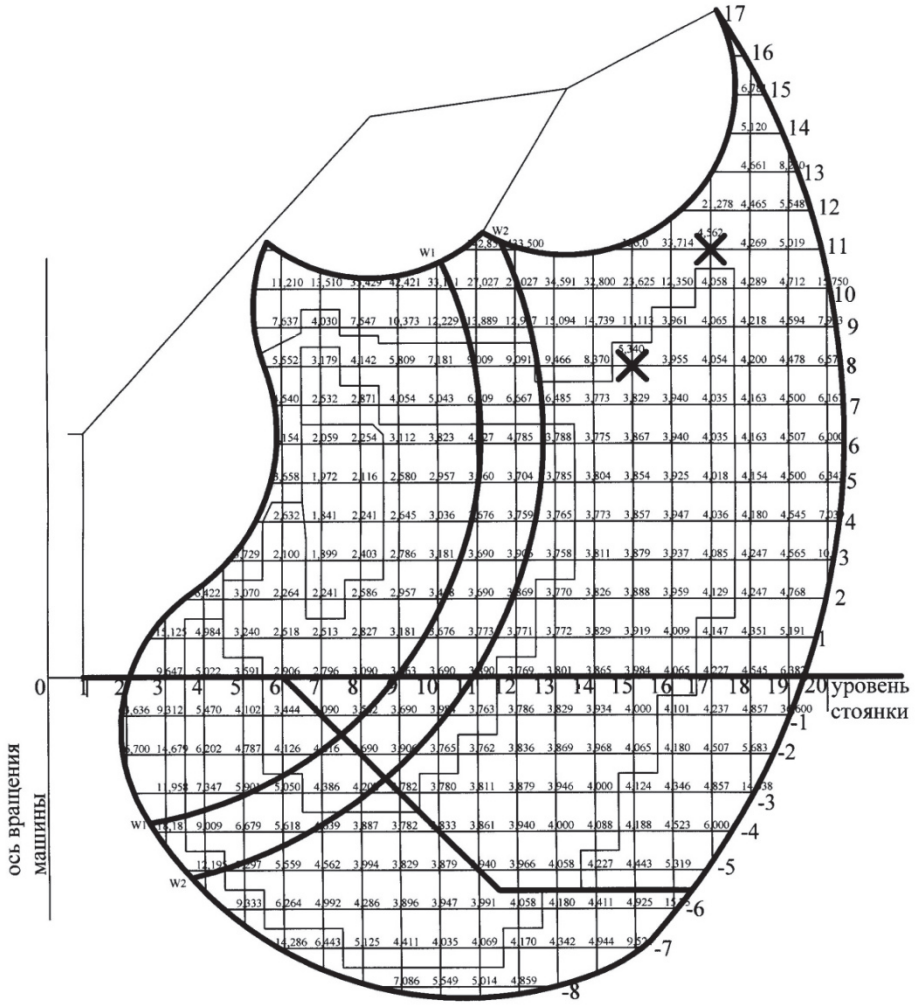


Рис. 2 Скалярное поле потери манипулятивности у экскаватора РС-7000 фирмы Komatsu Mining Germany

Анализ рис. 2 показывает, что:

- рабочая зона с нанесенными на нее значениями коэффициента потери манипулятивности образует скалярное поле, дополняющее ансамбль полевых структур, характеризующих РО ОГЭ [2, 4–6, 12 и др.];
- с помощью предложенной полевой структуры можно анализировать как всю рабочую зону, так и ее фрагменты;
- достаточно легко можно использовать предложенную характеристику при подборе рациональных параметров РО в ходе проектирования;
- значение среднего коэффициента потери манипулятивности для левой области на рис. 2 равно 7,641, для центральной области оно равно 11,721, для правой же области оно составляет 9,015. Среднее значение потери манипулятивности для РС-7000 – 8,877. Заметим, что реальное РО ОГЭ РС-7000 характеризуется достаточно равномерным характером изменения значений коэффициента потери манипулятивности, при очень узкой центральной зоне.

В работе [2] нами была установлена существенная разница в численных значениях геометрических свойств РО ОГЭ отечественного производства и ОГЭ РС-7000 фирмы Komatsu Mining Germany. Посмотрим, что же получается у нас при таком сравнении в рамках этой работы.

Итак, в работе [12] для типичного отечественного ОГЭ обратного копания ЭО-5126 получены следующие значения потери манипулятивности по зонам: в первой 4,416; во второй 5,036; в третьей 9,742 и в целом – 6,823. При этом у экскаватора ЭО-5126 значение потери манипулятивности растет менее резко, чем у ОГЭ РС-7000 (есть отличия и в других чертах). Размер центральной зоны у ОГЭ ЭО-5126 существенно больше. Значение среднего коэффициента сервиса для «идеального РО» в работе [12] равно 0,5. Очевидно, что налицо существенные различия между ОГЭ отечественного производства и ОГЭ РС-7000.

Таким образом, все это подтверждает высказанную нами гипотезу [2] о том, что методологии проектирования ОГЭ в нашей стране и у фирмы Komatsu Mining Germany отличаются. Для разрешения вопроса о том, какой из подходов более прогрессивен, исследования только геометрических свойств РО недостаточно – нужно изучать и сопоставлять иные характеристики ОГЭ.

Список литературы

1. Кобринский А.А., Кобринский А.Е. Манипуляционные системы роботов: основы устройства, элементы теории. М.: Наука, 1985. 344 с.

2. Побегайло П.А. Исследование манипулятивности рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора обратного копания // «Транспортные системы Сибири. Развитие транспортной системы, как катализатор роста экономики государства»: Международная научно-практическая конференция / СФУ. Красноярск, 2016. (в печати).

3. Расчет основных параметров гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата: учебное пособие / В.Я. Крикун, В.Г. Манасян. М., 2001.

4. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. М., 2014.

5. Побегайло П.А. Некоторые геометрические свойства рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). Отдельные статьи (специальный выпуск). 2014. № 1.

6. Побегайло П.А. Рабочее оборудование одноковшовых гидравлических экскаваторов: исследование геометрических свойств // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2015. № 5. С. 212–225.

7. Виноградов И.Б. и др. Метод объемов и «сервис» манипуляторов // Машиноведение. 1969. № 3. С. 17–19.

8. Виноградов И.Б. и др. Особенности кинематики манипуляторов и метод объемов // Механика машин, выпуск 27–28. М., 1971. С. 5–16.

9. Корендясев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. Теоретические основы робототехники: в 2 т. Т. 1. М., 2006.

10. Смольников Б.А. Проблемы механики и оптимизации роботов. М., 1991.

11. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М., 1988.

12. Побегайло П.А., Митрев Р. Идеальное и реальное рабочее оборудование одноковшовых гидравлических экскаваторов: сравнение геометрических свойств // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2015, № 4, с. 209–215.

УДК 625.76.08

Р.Г. Данилов, А.А. Добров
Федеральное государственное унитарное предприятие
Научный автомобильный и автомоторный институт «НАМИ»

Определение расхода топлива при работе специального оборудования транспортно-технологических машин

При проектировании транспортно-технологических машин важно правильно выбрать режим работы основного двигателя для привода спецоборудования с учетом особенностей его работы (продолжительность непрерывной работы, одновременной работы другого оборудования, работы

© Данилов Р.Г., Добров А.А., 2016

агрегата в движении). Необходимо знать, насколько двигатель базового шасси соответствует технологическому оборудованию. Для этого следует провести расчет баланса мощности машины. Баланс мощности позволяет определить потребную мощность двигателя и в случае недостаточности мощности базового шасси подобрать дополнительный двигатель для привода спецоборудования.

Потребная мощность двигателя определяется следующим неравенством [4]:

$$N_{\text{дв.р}} \geq \frac{W_{\text{р}} \cdot v_{\text{р}}}{3600 \cdot (1-\delta) \cdot \eta_{\text{тр}}} + N_{\text{всп}} + \Sigma N_{\text{р.о.}}, \text{ кВт}, \quad (1)$$

$$W_{\text{р}} = m_{\text{п}} g \cdot (f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha + \psi_{\text{вр}} \frac{a}{g}) + W_{\text{р.о.}}, \text{ Н}, \quad (2)$$

где $W_{\text{р}}$ – суммарное сопротивление движению машины в рабочем режиме, Н; $m_{\text{п}}$ – полная масса машины, кг; f – коэффициент сопротивления качению колес, f = 0,02; α – угол уклона дороги, α = 4...5°; g – ускорение свободного падения, g = 9,81 м/с^2; $\psi_{\text{вр}}$ – коэффициент учета вращающихся масс, $\psi_{\text{вр}}$ = 1+0,05 (1+i^2); i – передаточное число трансмиссии на данной передаче; a – ускорение машины (на низших передачах 1,7–2 м/с^2; на высших 0,15–0,3 м/с^2); $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии; $W_{\text{р.о.}}$ – сила сопротивления движению рабочих органов, Н, $W_{\text{р.о.}} = f' \cdot m_{\text{р.о.}} g$, где f' – коэффициент трения рабочего органа по покрытию дороги, $m_{\text{р.о.}}$ – масса рабочего органа, кг; $v_{\text{р}}$ – рабочая скорость машины, км/ч; δ – коэффициент буксования, δ = 0,15...0,2; $N_{\text{всп}}$ – мощность на привод вспомогательного оборудования (насоса гидросистемы управления и т. п.), кВт; $\Sigma N_{\text{р.о.}}$ – суммарная мощность на привод рабочего оборудования,

$$\sum N_{\text{р.о.}} = \sum N_{\text{р.о.}} / \eta_{\text{пр}}, \text{ кВт}, \quad (3)$$

где $N_{\text{р.о.}}$ – мощность рабочего оборудования, кВт; $\eta_{\text{пр}}$ – КПД привода.

Дополнительный двигатель или стационарный режим работы основного двигателя шасси для привода рабочего оборудования подбирают по формуле

$$N_{\text{дв}} = K_{\text{зап}} \cdot \Sigma N_{\text{р.о.}} + N_{\text{всп}}, \quad (4)$$

где $K_{\text{зап}}$ – коэффициент запаса мощности; $\Sigma N_{\text{р.о.}}$ – мощность, наибольшая из мощностей отдельных режимов рабочего оборудования.

При длительном отборе наибольшей мощности мощность двигателя $N_{\text{дв}}$ стараются выбирать в области, соответствующей максимальному крутящему моменту, тогда расход топлива на работу спецоборудования будет наименьшим.

Автомобильные дизельные двигатели не приспособлены к длительной отдаче номинальной мощности [4]. Поэтому для обеспечения оптимальной загрузки двигателя коэффициент запаса мощности (4) выбирают в пределах $K_{зап}$ = 1,06–1,15. Оптимальное значение загрузки обеспечивает относительно невысокую интенсивность износа деталей двигателя, которая резко возрастает при увеличении загрузки сверх этого значения.

Автомобильные карбюраторные двигатели могут длительно работать при отдаче мощности в пределах $^1/_3$–$^2/_3$ от максимальной, при этом $K_{зап}$ = 1,35–1,41, где большее значение соответствует продолжительному режиму работы двигателя. Тракторные дизельные двигатели обеспечивают запас мощности, необходимый для длительной работы двигателя с максимальной нагрузкой, $K_{зап}$ = 1,0–1,05.

Коэффициенты $K_{зап}$ получены на испытаниях пожарных автоцистерн с бензиновыми и дизельными двигателями при работе в стационарном 6-часовом режиме на привод пожарного насоса [1–3]. При продолжительной работе технологического оборудования, размещаемого на автомобильном шасси, часто приходится решать вопросы перегрева двигателя и агрегатов трансмиссии. Это особенно характерно для машин с бензиновыми двигателями, у которых более высокий температурный режим работы. Поэтому в конструкцию машины вводят более емкие радиаторы системы охлаждения двигателя, дополнительные теплообменники для коробки отбора мощности и экраны защиты от теплового воздействия выхлопной системы элементов электрооборудования, кабины и агрегатов машины.

Используя формулы (1), (3), (4), можно подобрать двигатель для привода технологического оборудования, а также решить обратную задачу – рассчитать расход топлива двигателя при работе технологического оборудования.

Расход топлива при стационарной работе пожарного насоса и для режима работы двигателя без нагрузки определяется по формуле [4]:

$$G_т = \frac{g_e N_e K_{т.з} K_в K_м K_{тм} K_и \left(1 + \sum_{i=1}^{n} D_i\right)}{60000 \rho_т}, \text{ л/мин}, \qquad (5)$$

где $K_{т.з}$ – коэффициент, учитывающий расход топлива на запуск, прогревание и ежемесячное техническое обслуживание машин, $K_{т.з}$ = 1,03; $K_в$ – коэффициент использования двигателя по времени, при стационарной работе агрегата $K_в$ = = 0,94; $K_м$ – коэффициент использования двигателя по мощности (см. табл. 1); $K_{тм}$ – коэффициент типа двигателя (см. табл. 2); $K_и$ – коэффициент использования ресурса двигателя (см. табл. 3); D_i – поправочные коэффициенты (см. табл. 4); $\rho_т$ – плотность топлива, кг/л.

Таблица 1

Пожарный автомобиль	Производитель	Шасси	Двигатель	N_e, кВт	g_e, г/(кВт·ч)	Коробка отбора мощности (КОМ)	i КОМ	$N_{р.о.}$, кВт	Передача в коробке передач (КПП)	$K_м$
АЦ 2,5-20 (3307)	Пожтехника (Торжок)	ГАЗ-3307	ЗМЗ-513.10	92	286	КОМ-146	1,0	65,5	Прямая передача	0,84
АЦ 1,6-40 (3308)	ВЗПСО (Варгаши)	ГАЗ-3308	ЗМЗ-5233.10	96	279	КОМ-146	1,0	62,2	Прямая передача	0,80
АЦ 40 (130) - 63Б	Пожмашина (Прилуки)	ЗИЛ-130	ЗИЛ-508.10	110	292	КОМ-68Б	0,85	62,2	–	0,82
АЦ 2,5-40 (433364)	Пожтехника (Торжок)	ЗИЛ-433364	ЗИЛ-508.10	110	292	ЗИЛ-433364	0,48	62,2	3 передача	0,98
АЦ 2,5-40 (433362)		ЗИЛ-433362	ЗИЛ-508.10	110	292	КОМ МП-68	0,55	62,2	4 передача	0,80
АЦ 1,0-40/2 (5301)		ЗИЛ-5301ГА	ММЗ Д-245.12С	80	218	КОМ-68Б	0,85	65	–	0,975
АЦ 1,0-40/2 (5301)		ЗИЛ-5301МЕ	ММЗ Д-245.9	100	215	КОМ МП-68	0,55	65	3 передача	0,96
АЦ 3,2-40 (433104)	АМО ЗИЛ (Москва)	ЗИЛ-433104	ЗИЛ-645	136	215	ЗИЛ-433104	0,48	62,2	8 передача	0,70
АЦ 3,2-40 (433124)		ЗИЛ-433124	ЗИЛ-509.10	129	292	ЗИЛ-433364	0,48	62,2	3 передача	0,89
АЦ 2,5-40 (433474)		ЗИЛ-433474	ЗИЛ-509.10	129	292	ЗИЛ-433474	0,7	62,2	Прямая передача	0,73
АЦ 2,5-40 (433424)		ЗИЛ-433424	ЗИЛ-645	136	215	ЗИЛ-433474	0,7	62,2	Прямая передача	0,56
АЦ 0,8-40/2 (530104)		ЗИЛ-530104	ММЗ Д-245.9	100	215	ЗИЛ-530104	0,86	65	–	0,86
АЦ 3,2-40/4 (433114)		ЗИЛ-433114	ЗИЛ-509.10	129	292	ЗИЛ-433114	0,86	65	–	0,86
АЦ 2,0-40/4 (433184)		ЗИЛ-433184	ММЗ Д-260.5Е3	169	212	КОМ МП-77	0,52	85	Прямая передача	0,80
АЦ 2,0-40/4 (4331М4)		ЗИЛ-4331А4	Deutz-TCD 2013 L04	158	204	Chelsea-Parker 859XWFLP-D5AC	0,48	85	–	0,57
АЦ 8-40 (53229)	КамАЗинструмент-спецмаш (Набережные Челны)	КамАЗ-53229	КамАЗ-740.13-260	191	207	КОМ МП-23 (от коробки передач)	0,64	65,5	10 передача КПП КамАЗ-15	0,71
АЦ 5-40 (43114)		КамАЗ-43114	КамАЗ-740.11-240	176	207	КОМ МП-24 (от раздаточной коробки КамАЗ-4310)	0,69	65,5	5 передача КПП КамАЗ-14	0,80
АЦ 7-40 (43118)		КамАЗ-43118	КамАЗ-740.13-260	191	207			65,5		0,83
АЦ 8-40 (53228)		КамАЗ-53228	КамАЗ-740.11-240	176	207			65,5	10 передача КПП КамАЗ-15	0,625
АА 8-60 (43118)		КамАЗ-43118	КамАЗ-740.13-260	191	207			100		0,64
АЦ 3,0-40 (43206)	Урало-Сибирская Пожарно-техническая компания (Миасс)	Урал-43206	ЯМЗ-236М2	132	214	КОМ МП-25 (от раздаточной коробки Урал-4320)	0,64	65,5	Прямая передача	0,86
АЦ 5,5-40 (5557)		Урал-5557	ЯМЗ-236НЕ2	169	207			65,5	Прямая передача	0,89
АЦ 8,0-40 (4320)		Урал-4320	ЯМЗ-238М2	176	214			65,5	Прямая передача	0,87
АЦ 3,2-40/4 (43253)	Спецтехника пожаро-тушения (Москва)	КамАЗ-43253	Cummins 6ISBe 210	154	204	NH 1B от коробки передач ZF-6S1000	0,53	80	–	0,53
АЦ 2,0-40 (4308)		КамАЗ-4308	Cummins 4ISBe 185	136	204			80	–	0,53

Коэффициент использования двигателя по мощности $K_м$ зависит от передаточного числа трансмиссии привода пожарного насоса, а также запаса мощности в режиме стационарной работы на привод насоса (определяется по внешней скоростной характеристике двигателя на заданной частоте вращения, необходимой для работы насоса в номинальном режиме).

Таблица 2

Двигатель	Значение коэффициента $K_{тм}$ при значениях коэффициента $K_м$					
Коэффициент $K_м$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Тракторный дизельный	1,28	1,14	1,08	1,05	1,02	0,95
Автомобильный дизельный	1,2	1,09	1,05	1,02	1,01	0,98
Карбюраторный	1,08	1,04	1,03	1,02	1,01	1,0

Примечание: при значениях $K_м$, не указанных в табл. 2, $K_{тм}$ определяется интерполяцией.

Таблица 3

Двигатель	Значение коэффициента $K_и$ при использовании ресурса двигателя, %		
Ресурс двигателя, %	0…30	30…80	80…100
Дизельный	1,0	1,05	1,1
Карбюраторный	1,0	1,05	1,2

Таблица 4

Факторы, увеличивающие индивидуальную норму расхода топлива	Поправочные коэффициенты D_i	
Для автомобилей, вышедших из капитального ремонта, и для новых автомобилей при пробеге первой 1000 км	D_1	0,05
Внутригаражные расходы, перегоны, техническое обслуживание, ремонт (кроме капитального) и хранение машин	D_2	0,05…0,08
Практическое обучение и стажировка персонала	D_3	0,10…0,25
Стесненные условия работы	D_4	0,10
Перевозка грузов, требующих пониженных скоростей движения	D_5	0,10
Работа в городах с населением свыше 1 млн чел.	D_6	0,10
Работа в полевых и лесных условиях	D_7	0,10…0,20
Работа в тяжелых дорожных условиях в период сезонной распутицы, снежных и песчаных заносов	D_8	0,10…0,35
Работа в горных местностях на высоте над уровнем моря, м: от 500 до 1500 от 1501 до 2000 от 2001 до 3000 свыше 3000	D_9	 0,05 0,10 0,15…0,20 0,20…0,30

Окончание табл. 4

Факторы, увеличивающие индивидуальную норму расхода топлива	Поправочные коэффициенты D_i	
Работа в зимнее время при среднесуточной температуре воздуха ниже 0°С в климатических зонах:		
I, II (период работы – 3 месяца)		0,05
III (период работы – 4 месяца)		0,07
IV, VII (период работы – 5 месяцев)	D_{10}	0,10
VIII (период работы – 6 месяцев)		0,12
IX, X (период работы – 6 месяцев)		0,15
XI (период работы – 6 месяцев)		0,18
XI (период работы – 7 месяцев)		0,20

Определение расхода топлива рассмотрим на примере пожарной автоцистерны АЦ 0,8-40/2 на шасси ЗИЛ-530104 при использовании в конкретных условиях эксплуатации.

Исходные данные для расчета: двигатель дизельный ММЗ Д-245.9, номинальной мощностью по ГОСТ 14846–81 – 100 кВт, удельный расход топлива – 215 г/кВт·ч. Двигатель – новый, после обкатки. Условия эксплуатации – городские с населением меньше 1 млн чел., период работы – летний, климатическая зона V, местность – равнинная.

Расход топлива при работе пожарного насоса определяется по формуле (5). Значения коэффициентов подбираем из табл. 1–4: $K_{т.з} = 1{,}03$; $K_в = 0{,}94$; $K_м = 0{,}86$; $K_{т.м} = 0{,}98$; $K_и = 1{,}0$; $D_2 = 0{,}08$.

$$G_т = \frac{215 \cdot 100 \cdot 1{,}03 \cdot 0{,}94 \cdot 0{,}86 \cdot 0{,}98 \cdot 1{,}0 \cdot (1 + 0{,}08)}{60000 \cdot 0{,}825} = 0{,}383 \text{ (л/мин)}.$$

Проведенные испытания показали, что расход топлива автоцистерны АЦ 0,8-40/2 (530104) при работе насоса в стационарном 6-часовом режиме составил 0,37 л/мин. Погрешность расчетов не превысила 3,34 %.

Проведенные исследования позволили определить коэффициенты $K_м$ двигателей пожарных машин для привода технологического оборудования в стационарном режиме.

Разработанная методика позволяет определять расход топлива на привод пожарного насоса в стационарном режиме с погрешностью до 5 %.

С п и с о к л и т е р а т у р ы

1. Данилов Р.Г. Определение норм расхода топлива пожарных автомобилей // Строительные и дорожные машины, 2005, № 1. С. 26–28.

2. Данилов Р.Г. Пожарная автоцистерна ЗИЛ-433114 // Строительные и дорожные машины, 2005, № 8. С. 25–26.

3. Данилов Р.Г. Теплорегулирующий комплекс пожарного автомобиля ЗИЛ-530104 // Пожарное дело, 2005, № 3. С. 46.

4. Машины для содержания городских и автомобильных дорог: Кн. 1. Содержание дорог в летний период: учебное пособие для вузов / В.И. Баловнев, Р.Г. Данилов, А.Г. Савельев, под общ. ред. В.И. Баловнева. 3-е изд., доп. и перераб. М.: Техполиграфцентр, 2013. 333 с.

УДК 621.926.001.57

Ю.А. Веригин, Я.Ю. Веригина
Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова

Моделирование процессов получения тонкодисперсных сред в технологиях производства дорожно-строительных материалов

Механическое измельчение относится к числу наиважнейших операций в технологиях производства различных материалов.

Тонкость помола является определяющим параметром кинетики гетерогенных процессов в формировании структуры новых вещественных форм и количества изделий на их основе.

Обширный экспериментальный и теоретический материал, представленный исследователями различных стран на состоявшихся трех европейских конгрессах по измельчению материалов [1], показал, что процесс измельчения чрезвычайно энергоемок, имеет КПД не более 1 % и все еще относится к одному из наиболее эмпирических с позиций теоретического описания и оптимизации.

Задачей математического описания процесса является установление параметрической взаимосвязи между дисперсностью измельчаемого материала с определенными физико-механическими свойствами и энергозатратами аппарата с заданными конструктивными и режимными параметрами его работы.

Имеющиеся математические модели процессов, предложенные профессорами Риттингером, Киком, Бондом и Баловневым, отражают количественные энергозатраты на единицу продукции, весьма приближены, а их достоверность распространима на крупнодисперсионные материалы.

Относя строение масштабно упрочненных тонкодисперсных частиц близкой к молекулярной структуре вещества, можно с полной уверенностью применить квантово-механические подходы к описанию процессов их разрушения (измельчения).

При этом, чтобы разрушить внутренние связи в веществе, надо затратить эквивалентную энергию, которая возрастает с уменьшением размеров частиц и их дефектности [2].

© Веригин Ю.А., Веригина Я.Ю., 2016

Таблица 1

Основные законы измельчения

Автор и дата исследования	Математическая модель закона	Взаимосвязь параметров процесса	Область применения
1. Риттингер (1867)	$A = K_1 D^2$	$A = K_1\left(\frac{1}{d} - \frac{1}{D}\right)$	При помоле материалов
2. Кирпичев-Кик (1874)	$A = K_2 D^3$	$A = K_2 lg\frac{D}{d}$	При крупном дроблении
3. Рибиндер (1930)	$A = K_1 D^2 + K_2 D^3$	$A = K_1\left(\frac{i-1}{D}\right) + K_2 lgi$	При помоле и дроблении
4. Ф. Бонд (1951)	$A = K_1 K_2 \sqrt{\Delta V \Delta\zeta}$	$A = K_3\sqrt{\frac{i-1}{D}}$	При помоле и дроблении
5. В. Баловнев (2000)	$A_{др} = B\, d\, \sigma\, i^n / E$	B – экспериментальный показатель	При измельчении

С изменением размеров измельчаемых частиц они приобретают более современную кристаллическую структуру, характеризуемую мозаичными нанокластерными блоками (*нанокластеры – это многоядерные комплексные соединения, в основе молекулярной структуры которых располагается остов кристаллической решетки вещества. Кластером является ядро, содержащее более двух атомов), разрушение которых идет по кристаллографическим плоскостям, имеющим краевые или винтовые дислокации [3].

Рост напряжений приводит к слиянию ведущих дислокаций и образованию зародышевой микротрещины, которая растет с увеличением дефектности, что приводит к разрушению кристаллизационных связей, и частичной или полной аморфизации вещества.

Используя основные положения теории А. Гриффитса, Е. Орована и Р. М. Томсона о структуре и разрушении твердых и пластических тел [4] и математический аппарат неравновесной термодинамики, [5] можно получить, что энергия, необходимая для разрушения дисперсной частицы, может быть выражена как:

$$dA_p = 0{,}32\sigma_p dV\sqrt{\frac{1}{i-1}} + NRTl_n\left[\frac{18RT}{ah}K_m\rho * dl^3 * dl^2 * dl(i-1)\right] - \sigma_p\beta\Delta T dl^3 - 0{,}239C\Delta T\rho dl^3, \text{ Дж} \quad (1)$$

где A_p – работа разрушения частицы; l – размер частицы; σ_p – предел прочности вещества; i – степень измельчения вещества; R – постоянная Больцмана; $R = 1{,}38 \cdot 10^{-23}[\text{Дж} \cdot \text{К}^{-1}]$; h – постоянная Планка; $h = 6{,}62 \cdot 10^{-24}$ [Дж · с]; N – число Авогадро; $N = 6{,}02 \cdot 10^{23}$; K_m – молекулярная концентрация вещества, моль·м^3; T – абсолютная температура, К$_0$; V – объем частицы, м^3; $\rho *$ – плотность дислокаций (вакансий) на единицу

вновь образуемой поверхности, $м^{-2}$; ρ – плотность вещества, $кг/м^3$; β – коэффициент объемного температурного расширения; ΔT – изменение температуры твердой фазы вещества, $К_0$; C – удельная теплоемкость измельчаемого вещества.

Приняв обозначение

$$K_1 = 0{,}32\ \sigma_р \sqrt{\frac{1}{i-1}};\quad K_2 = -\rho\ \sigma_р\ \Delta T;\quad K_3 = -0{,}239\ C\rho\ \sigma_р\ \Delta T;$$

$$K_4 = NRT;\quad K_5 = \frac{18RT}{ah}\ \rho\ (I-1).$$

можно записать, что энергия диспергирования твердых ультрадисперсных частиц (энергия для помола материалов) выражается соотношением

$$A_р = (K_1 + K_2 + K_3)\ dV + K_4\ ln\ K_5\ dV\ d\zeta\ dl, \text{ Дж} \qquad (2)$$

Физический смысл коэффициентов в уравнении (2) следующий:

- K_1 – учитывает величину упругого и пластического деформирования, создающие поток потенциальной энергии, необходимой для создания напряженного состояния в объемной структуре частицы с последующим его разрушением до заданной степени измельчения i;
- K_2 – определяет условия создания дополнительных напряжений $\sigma_р$ в единице объема за счет температурных градиентов ΔT среды плотностью ρ;
- K_3 – определяет удельный расход тепловой энергии, рассеивающейся в единице объема;
- K_4 – молекулярно-кинетический оператор, создающий эффекты второго порядка, в структуре разрушаемых микрочастиц. Такие как выделение свободной поверхностной энергии, энергии накопления деформации в структурных элементах решетки кластерных блоков вещества, энергии эмиссии вещества и кинетической энергии вещества при образовании новых поверхностей;
- K_5 – учитывает условия обеспечения экстремальности разрушения межатомных связей и спонтанного роста микротрещин в структурных каркасах вещества.

Анализ уравнения (1) и его сравнение с существующими эмпирическими законами измельчения показывает, что оно учитывает все стороны явлений, происходящих при измельчении мелкодисперсных сред. В их числе силовое и температурное деформирование и сопутствующие им проявления молекулярно-кинетического и физико-химического характеров.

Содержание в уравнении таких параметров, как физико-механические свойства среды ($\sigma_р$, E, ρ), характеристики дисперсности материала до и после измельчения с (V, l, F, i), позволит установить взаимосвязь полезной энергии измельчения с технологическими параметрами и требованиями технологии к готовой продукции.

Одновременно с этим, благодаря наличию скоростного показателя в молекулярно-кинетической составляющей K_5, создаются предпосылки для ввода в уравнение оптимизации процесса измельчения условий оптимизации параметров измельчающего оборудования.

Для определения плотности (концентрации) вакансий (дислокаций) ρ^* в ультрадисперсных системах можно использовать методику И.Д. Морохова и В.П. Зубова, установившими зависимость этого параметра в функции от *r* (радиуса частицы) [46]:

$$\rho^* = C_\infty \exp\left[-\frac{2\sigma_F}{rRT}\left(V_v^F - \frac{1}{2}V_0\right)\right], \frac{1}{м^2} \quad (3)$$

где C_∞ – концентрация вакансий в однородном материале; σ_F – удельная поверхностная энергия вещества; V_0 – атомарный объем $\pm$; V_v^F – объем образования.

Первый член уравнений в круглых скобках учитывает выталкивающее действие Лапласова давления, а второй – уменьшение энергии образования вакансий за счет избыточной поверхностной энергии малой частицы. Преобладание того или иного эффекта приводит к повышению или понижению концентрации C_∞.

Предложенная математическая модель процесса разрушения вещества (1) показывает, что процесс диспергирования (активации измельчением) – сложный многоступенчатый процесс, связанный с изменением энергетического состояния вещества вследствие его масштабного упрочнения и вскрытия новых химически активных поверхностей твердотельных нанокластеров.

Нарастание и развитие новых дефектный зон в ультрадисперсных системах, подтвержденных механическому воздействию, происходит за счет расшатывания дислокационных структур, образования микротрещин, роста магистральных дефектов и разрушения структурных ансамблей до полной аморфизации вещества.

Термодинамический анализ процесса показывает, что энергия разрушения включает в себя сумму энергозатрат, учитывающих создание напряженно-деформированного состояния в структуре вещества, обеспечение экстремальных условий размножения дислокаций и роста микротрещин. Образования новых поверхностей в соответствии с требованиями технологии, предписанными степенью измельчения.

Высвободившаяся при этом энергия рассеивается в виде активных тепловых флуктуаций, пассивного тепла и частично переходит в приповерхностную энергию активации.

Энергия активации определяет избыток энергии, который приобретают кластерные комплексы приповерхностных слоев вещества в результате механо-физического воздействия и наведения колебательных эффектов в структурной решетке вещества.

Для обеспечения экстремальных условий течения процесса разрушения необходимо, чтобы измельчающий аппарат настраивался на условия и режимы работы, обеспечивающие разрушение с минимальными энергозатратами. При этом скорость контактных эффектов между рабочими органами и объектом разрушения должна быть соизмерима с 1/3 скорости распространения упругих деформаций в веществе.

Список литературы

1. Ходаков Г.С. Тонкое измельчение строительных материалов. М., 1972.

2. Веригина Я.Ю. Технологические принципы измельчения и активации исходного сырья при изготовлении дорожно-строительных материалов // Материалы международной НТК. 11–14 сентября 2007 г. «Интерстроймех-2007». Самара, 2007. С. 89–92.

3. Еремин Т. Физика и механика разрушения и прочности твердых тел. Т. Екобери. М., 1971.

4. Томсон Р. М. Строение твердых тел. М., 1973. Т. 1. С. 512–538.

5. Веригин Ю.А., Толстенев С. В. Синергетические основы процессов и технологий. Барнаул, 2007.

УДК 681.31

В.П. Павлов, А.Ю. Ахпашев
Сибирский федеральный университет

Компьютерное моделирование объектов мехатроники транспортно-технологических машин

Системный анализ проблематики создания и повышения эффективности транспортно-технологических машин показывает, что для их успешного решения необходимо в первую очередь разработать единый комплекс мероприятий по обеспечению эффективности на стадиях конструирования, производства и эксплуатации на основе интеграции различных методов исследования и проектирования [1]. Системотехника должна обеспечить максимальный контакт между наукой и практикой создания и применения машин, сократить разрывы во времени между научными достижениями и их приложениями [2], методологически обеспечить новые подходы к проектированию мехатронных устройств, используя накопленный опыт традиционной технологии с новейшими достижениями в области компьютерного анализа.

© Павлов В.П., Ахпашев А.Ю., 2016

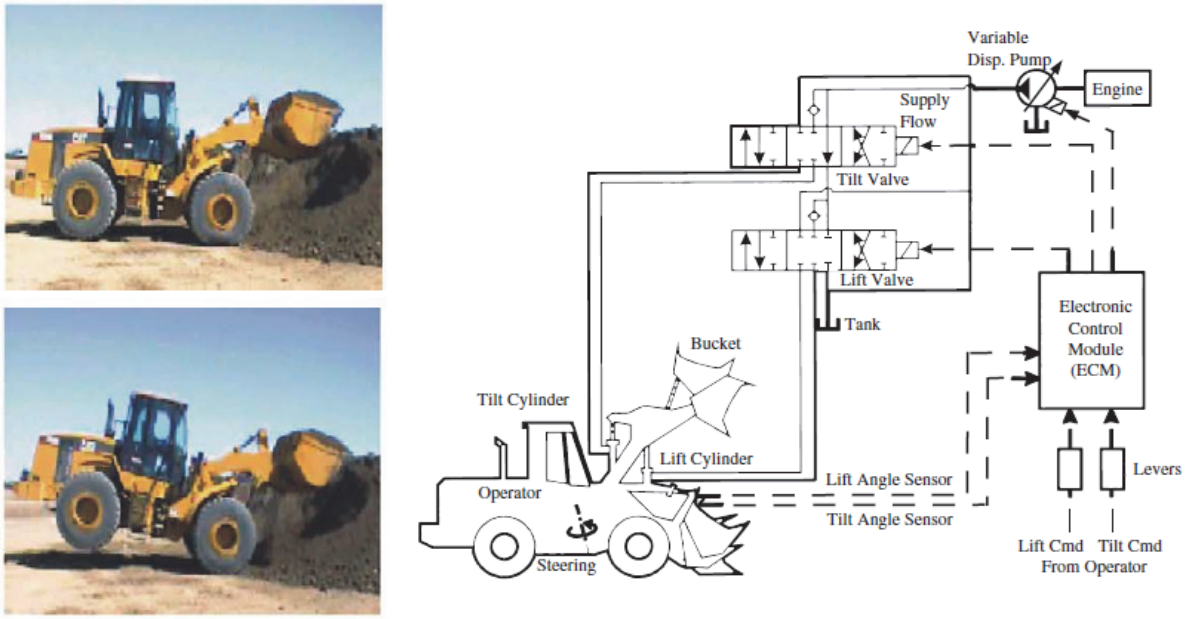


Рис. 1. Схема управления предельной устойчивостью колесного погрузчика

В настоящее время мехатронные устройства широко используются в транспортно-технологических машинах, в роботах и манипуляторах и т. д. Функциональная схема мехатронной системы включает в себя три подсистемы: информационную, энергоэлектронную и электрогидромеханическую. Последняя содержит объект управления и преобразовательЕСМ (рис. 1).

Силовые приводы транспортно-технологических машин чаще используют гидравлические приводы (иногда с электрогидравлическими усилителями). В задачах проектирования перечисленные системы относят к классу физически неоднородных (мультидоменных) [3]. Энергоэлектронная подсистема включает силовой полупроводниковый (электрогидравлический) преобразователь и вторичный источник питания. Информационная подсистема содержит систему управления и диагностики и блок сенсорных устройств.

При изучении мехатронной системы обычно исследуют статические, динамические, энергетические, спектральные и ряд других характеристик. В настоящей работе вопросы проектирования рассматриваются применительно к схемотехническому этапу проектирования. При этом расчет и проектирование мехатронной системы включает [4]: построение совместной модели; исследование динамических характеристик непрерывной и импульсной части, синтез регулятора; исследование статических и динамических характеристик системы.

Обратим внимание на синтез технологий. В мире реальных физических объектов существует набор стандартных компонентов и множество устройств, в которых они используются как готовые элементы. В пакетах моделирования им соответствуют библиотеки классов и блочно-функциональные

схемы проектируемых устройств, построенные из экземпляров имеющихся классов. В любой функциональной схеме можно различать использованные для ее построения типы блоков (классы) и конкретные блоки (экземпляры классов). Инженерное проектирование всегда (объявлялось ли это в явном виде или нет) придерживалось объектно-ориентированной технологии. Однако пока проектирование велось на физическом уровне и инженер оперировал с реальными блоками и приборами, это было не столь заметно. Переход к компьютерному моделированию только подчеркнул эти всегда присущие инженерному труду черты.

Следует обратить внимание также на хронологический аспект современного проектирования. Технология компьютерного анализа внесла определенные коррективы в представления о конструкторско-технологической подготовке производства (КТПП) (рис. 2). Поэтому общепринятые этапы КТПП, определенные ЕСКД, несколько отличны от аналогичных этапов, принятых в международной практике.

<table>
<tr><td rowspan="3">Стадии КТПП по ГОСТ</td><td colspan="7">Этапы КТПП (по ГОСТ)</td></tr>
<tr><td>ТЗ</td><td colspan="3">Проектирование</td><td colspan="2">Разработка РД</td><td>Пр-во</td></tr>
<tr><td>ТЗ</td><td>ТП</td><td>Эскиз. проект</td><td>Технический проект. Испытание макетов</td><td>РД на опытн. образцы</td><td>Изгот. опытных образцов</td><td>РД, на опытн. партию</td></tr>
<tr><td rowspan="4">Стадии КТПП (межд. практика)</td><td rowspan="2">Планирование</td><td colspan="2" rowspan="2">Разработка концепции и системное проектирование</td><td colspan="3">Проектирование продукта и планир. ТП</td><td colspan="2" rowspan="2">Пилотное производство</td></tr>
<tr><td>Испытания макетов</td><td colspan="2">Изг. прототипов</td></tr>
<tr><td colspan="5">Проектирование ценностей</td><td colspan="2">Производство</td></tr>
<tr><td colspan="7">Этапы разработки новой продукции (международная практика)</td></tr>
</table>

Рис. 2. Стадии конструкторско-технологической подготовки производства (терминологическое соответствие российских стандартов и международной практики)

По принципам представления исходной модели среди пакетов компонентного моделирования можно выделить две основные группы: пакеты структурного (или блочного) моделирования; пакеты физического мультидоменного моделирования.

Для исследования и проектирования мехатронных систем используют специализированные и математические пакеты. В аспектах моделирования мехатронных объектов основным и, пожалуй, единственным достоинством систем компьютерной математики является математическая про-

зрачность вычислений и легкость создания объектов, осуществляющих математические вычисления. К числу недостатков можно отнести отсутствие следующих принципиально важных возможностей: автоматизация построения математической модели; компонентное моделирование с применением достаточно большого количества типовых блоков; быстрая модификация модели; создание предметно-ориентированной среды; оперативное изменение метода моделирования и т. д. В результате применение систем компьютерной математики ограничивается решением простых задач или задач, где главное – прозрачность вычислений.

Элементарные блоки пакетов структурного моделирования обладают направленным действием, последующий блок не влияет на предыдущий. К достоинствам этого подхода следует отнести, прежде всего, простоту создания не очень сложных моделей даже не слишком подготовленным пользователем. Другим достоинством является эффективность реализации элементарных блоков и простота построения эквивалентной системы. В то же время при создании сложных моделей приходится строить довольно громоздкие многоуровневые блок-схемы, не отражающие естественной структуры моделируемой системы. Наиболее известными представителями пакетов визуального структурного моделирования являются MATLAB/Simulink, EASY5, VisSim, AnyLogic.

Пакеты физического мультидоменного моделирования позволяют использовать как ориентированные, так и неориентированные компоненты и связи. Подход очень удобен и естественен для описания типовых блоков физических систем. К пакетам физического моделирования можно отнести MultiSim, DYNAST, 20-sim, Dymola, PRANS, MAPC.

Некоторые авторы выделяют в качестве третьей группы пакеты, предназначенные дли моделировании гибридных систем. Эти пакеты позволяют очень наглядно и естественно описывать мехатронные системы со сложной логикой переключений. К этому направлению относится пакет Shift, а также отечественный пакет Model Vision Studium.

Приложение Simulink автоматизирует следующий, наиболее трудоемкий этап моделирования: он составляет и решает сложные системы алгебраических и дифференциальных уравнений, описывающих заданную функциональную схему (модель), обеспечивая удобный и наглядный визуальный контроль за поведением созданного пользователем виртуального устройства. Пользователю достаточно уточнить (если нужно) вид анализа и запустить Simulink в режиме симуляциисозданной модели системы или устройства.

Развитие средств компьютерного проектирования и расчета конструкций породило возможность передачи информации, созданной в одной CAD/CAM-системе, в другие аналогичные системы. В результате объекты, созданные, например, средствами CAD могут в дальнейшем использоваться

при подготовке производства (в CAM-системах), при расчете прочностных и других свойств (в CAE-системах) или учитываться при ведении корпоративного проекта (в PDM-системах). Компания Siemens PLM Software, ведущий мировой поставщик программного обеспечения и услуг для управления жизненным циклом изделия (PLM), разработала специальный модуль NX Mechatronics Concept Designer для проектирования мехатронных систем (со всеми возможностями, присущими САПР тяжелого класса)

В силу разных причин наибольшее распространение получили в исследованиях и технологиях проектирования приложения Sim Hydraulics и SimMechanics (для моделирования гидравлических и механических систем) к пакету Simulink [5, 6]. Во многих случаях такой подход обеспечивает конкурентоспособность проектно-исследовательских работ на фоне САПР среднего и тяжелого класса. Важным вариантом развития библиотек Matlab является их комплексирование с CAD/CAE-системами (рис. 4).

Для экспортирования модели из SolidWorks в SimMechanics следует установить необходимые дополнения (Smlink) для MATLAB, доступные для скачивания на официальном сайте.

Корректность модели в Simulink будет зависеть от правильности задания сопряжений в 3D модели SolidWorks. Для анализа результатов моделирования используется визуализация. В Simulink для визуализации поведения системы в динамике доступна отдельная библиотека Simulink 3D Animation. В данной библиотеке есть блок, осуществляющий интеграцию виртуальной сцены VR Sink (Virtual Reality Toolbox). Автоматизация процедур построения модели в Simulink путем ее экспортирования из SolidWorks обеспечивает реализацию некоторых возможностей системы проектирования, которые присущи только САПР среднего и тяжелого класса.

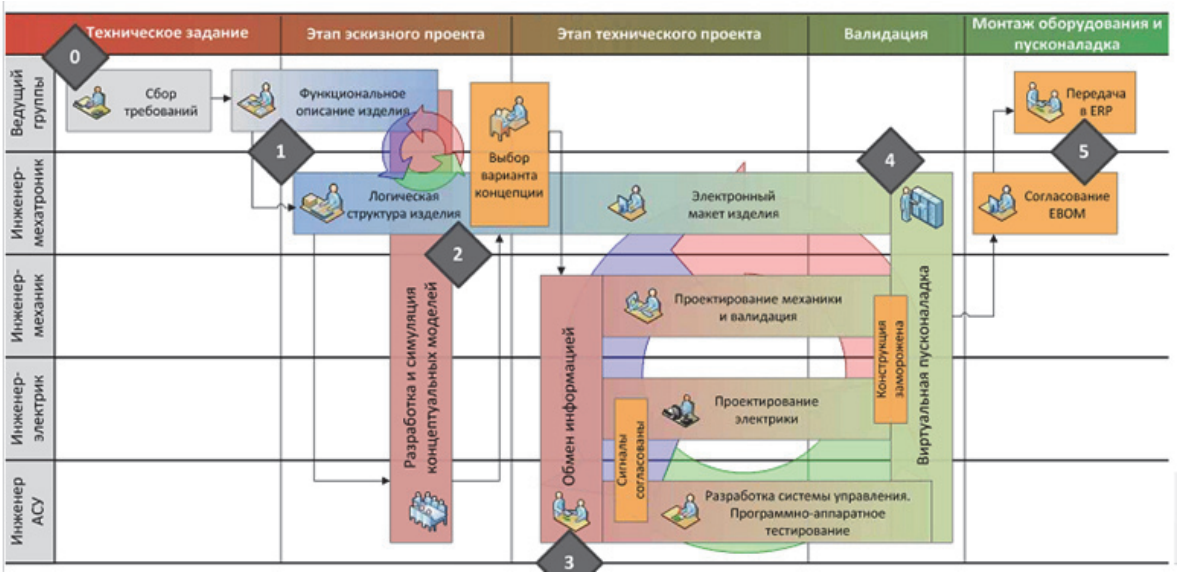


Рис. 3. Процессная модель разработки изделия в NX Siemens PLM Software

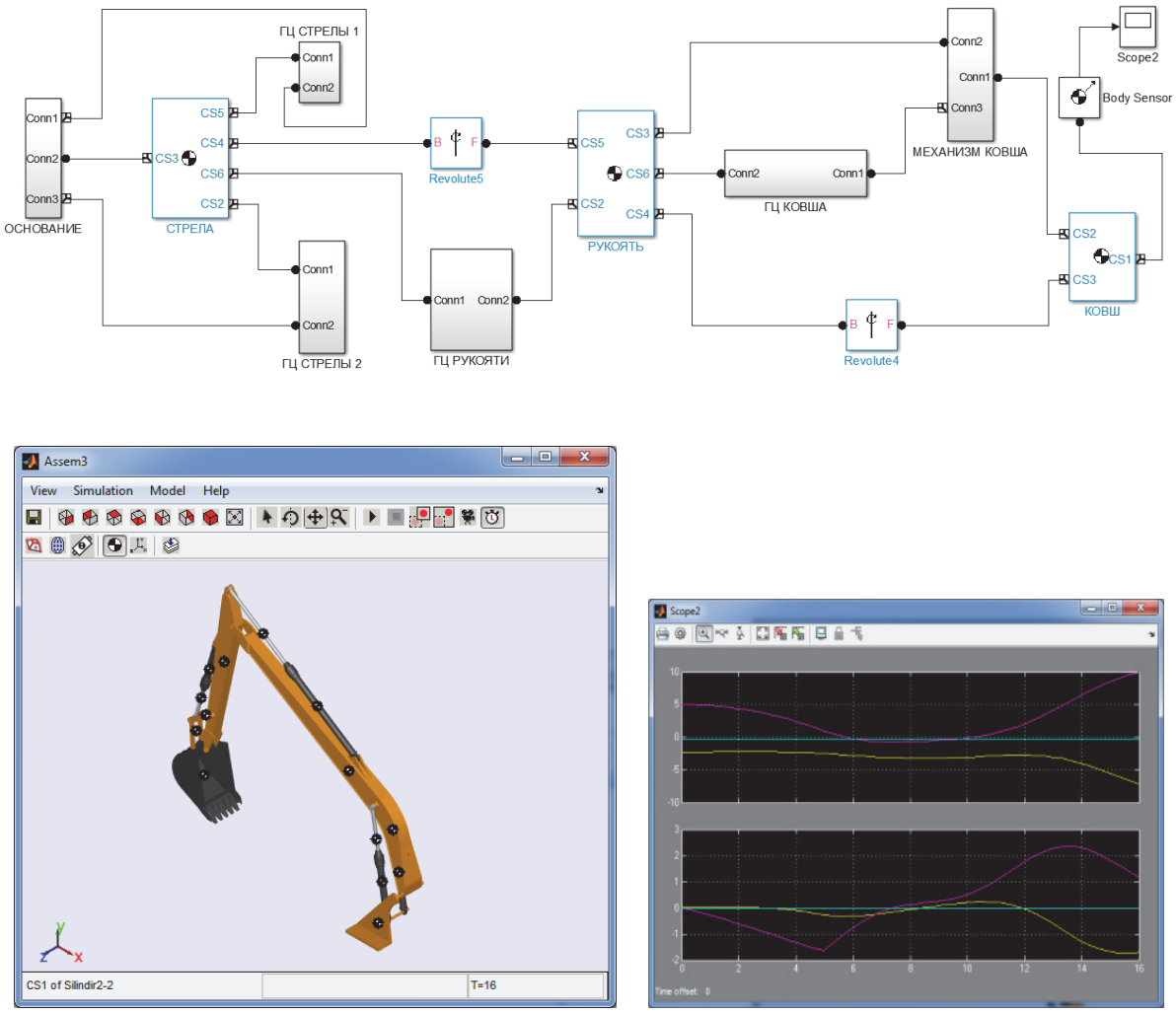


Рис. 4. Динамическая модель и окно моделирования рабочего оборудования экскаватора в CAD-среде Simulink/SimMechanics

Авторами накоплен опыт моделирования физически неоднородных подсистем технологических машин: приводных систем (гидравлических, механических и др. с устройствами гидро- и электроавтоматики); многосвязных механических систем; физических явлений, протекающих в рабочих процессах технологических машин [7]. При этом использовался пакет автоматизированного проектирования динамических систем PRANS [8] и его сетевая версия ALLTED.

Таким образом, для решения задач моделирования и проектирования объектов мехатроники транспортно-технологических машин имеется ряд пакетов, отличающихся функциональными возможностями и стоимостью. Конструкторское проектирование и исследование мехатронных систем возможно проводить в математическом пакете Matlab и его приложениях. Однако надо иметь в виду, что ведение полноценных проектов, ориентированных на управление жизненным циклом изделия, возможно только в САПР тяжелого класса.

Список литературы

1. Белоусов Б.Н. Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами: монография; под общ. ред. Б.Н. Белоусова. М., 2013.

2. Павлов В.П. Основы системотехники многоцелевых землеройных машин: монография. Новосибирск, 2006.

3. Норенков И.П. Основы автоматизированного проектирования: учеб. для вузов. М., 2000.

4. Герман-Галкин С.Г. Matlab&Simulihk. Проектирование мехатронных систем на ПК. СПб., 2008.

5. Mathworks/support/Documentation Center/Simscape/Physical Modeling/ Hydraulic Models/ Hydraulic Elements/ Constant Volume Hydraulic Chamber [Электронный ресурс].– Режим доступа: http://www.mathworks.com/help/physmod/simscape/modeling-basics.html

6. Щербаков В.С. Моделирование и визуализация движений механических систем в MATLAB: учеб. пособие. Омск, 2007.

7. Павлов В.П. Методология автоматизированного проектирования экскаваторов: модели, методы, технологии / Saarbruchen: LAP LAMBERT Academic Publishing, Deutschland (printedby Schaltungs dienst Langeo. H.G., Berlin), 2013.

8. Павлов В.П. Автоматизированное проектирование. Динамический анализ приводов и конструкций машин [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие. Версия 1.1. Электрон. дан. (9Мб). Красноярск, 2010.

УДК 624.131.53

В.А. Мальцев
Сибирский федеральный университет

Определение критериальной взаимосвязи между параметрами рабочего оборудования бульдозера

Бульдозер признан одной из наиболее распространенных и эффективных машин для выполнения разнообразных земляных работ. Объемы земляных работ, ежегодно выполняемых в нашей стране, огромны, они производятся различными землеройными машинами: одноковшовыми экскаваторами, скреперами, бульдозерами.

Энергоемкость копания грунта бульдозером во многом определяется формой и размером его отвала. Основными параметрами профиля неповоротного отвала являются угол резания α, угол опрокидывания δ_3, угол наклона α_1, кривизна или радиус отвальной поверхности R, высота H и длина

© Мальцев В.А., 2016

L. В меньшей степени работу отвала характеризует задний угол θ, угол заострения β, угол наклона козырька $\delta_к$, высота с козырьком $H_к$ и длина прямой части отвальной поверхности a.

При увеличении прямой части ножа отвала ухудшаются условия для перемещения стружки по отвалу и энергоемкость копания возрастает.

Математическая модель энергоемкости копания грунта

При разработке грунта различными рабочими органами землеройных машин энергоемкость зависит от параметров рабочих органов, а также прочности разрабатываемого грунта. Для того чтобы оценить энергоемкость копания грунта отвалом бульдозера с изменяющимся углом резания, рассмотрим следующую схему, представленную на рис. 1.

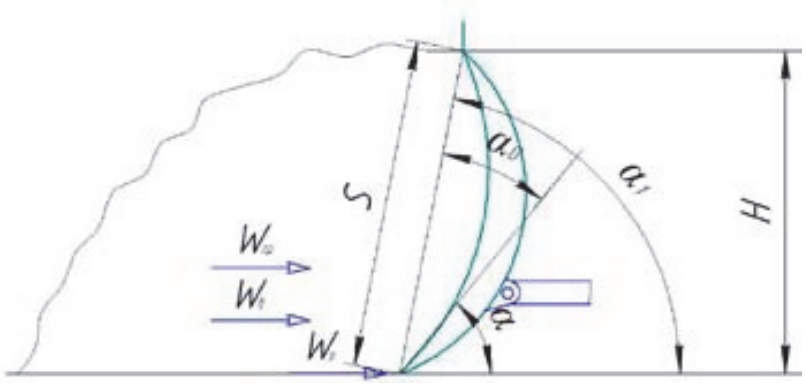


Рис. 1. Схема отвала бульдозера: H – высота отвала без учета высоты козырька; S – расстояние от режущей кромки отвала до точки соединения отвала с козырьком; α – угол резания; α_1 – угол наклона отвала; α_0 – постоянный угол между касательной к режущей кромке и линией, соединяющей режущую кромку ножа отвала с точкой крепления козырька

Если $\alpha_1 = \alpha_0 + \alpha$, то величина $H = S \cdot \sin(\alpha_0 + \alpha) = S \cdot \sin \alpha_1$, из этого видно, что угол наклона отвала влияет на высоту отвала, а это, в свою очередь, ведет к изменению объема призмы волочения грунта. При копании грунта отвалом бульдозера возникают три основных сопротивления. Это сопротивление резанию $W_р$, сопротивление перемещению призмы волочения $W_{пр}$, сопротивление перемещению грунта вверх по отвалу $W_в$ и сопротивление трению ножа о грунт, его принимаем равным нулю. Эти сопротивления определяются известными зависимостями

$$W_р = C \cdot h^{1,35}(1 + 2,6 \cdot L)(1 + 0,01\alpha) \qquad (1)$$

где C – число ударов ударника ДорНИИ; L – длина отвала, м; h – глубина резания, см; α – угол резания, град.

$$W_{\text{пр}} = V_{\text{пр}} \cdot \gamma_{\text{гр}} \cdot \text{tg}\rho, \tag{2}$$

где $V_{\text{пр}} = \dfrac{LH^2}{2K_{\text{пр}}}$ – объем призмы волочения ($K_{\text{пр}}$ – коэффициент призмы волочения); $\gamma_{\text{гр}}$ – объемный вес грунта, кг/м^3; tg ρ – коэффициент трения грунта по грунту.

$$W_{\text{в}} = V_{\text{пр}} \cdot \gamma_{\text{гр}} \cos^2 \alpha \cdot tg\delta, \tag{3}$$

где tg δ – коэффициент трения грунта по грунту.

На основании этих сопротивлений определяем мощность бульдозера, идущую на преодоление сопротивлений копанию грунта

$$N = \frac{T \cdot V_{\text{р}}}{102 \cdot \eta}, \tag{4}$$

где T – суммарное сопротивление копанию на отвале бульдозера, кгс; $V_{\text{р}}$ – скорость движения бульдозера при копании, м/с; η – КПД.

Учитывая, что производительность бульдозера при копании грунта определяется по формуле:

$$\text{П} = \frac{3600 \cdot V_{\text{пр}} \cdot K_{\text{в}} \cdot K_{\text{у}}}{T_{\text{у}} K_{\text{р}}}, \tag{5}$$

где $K_{\text{в}}$ – коэффициент использования бульдозера по времени ($K_{\text{в}}$ = 0,8–0,85); $K_{\text{у}}$ – коэффициент, учитывающий влияние уклона местности; $T_{\text{у}}$ – продолжительность цикла, с; $K_{\text{р}}$ – коэффициент разрыхления грунта.

Продолжительность цикла бульдозера определим по формуле:

$$T_{\text{ц}} = \frac{l_{\text{р}}}{V_{\text{р}}} + \frac{l_{\text{тр}}}{V_{\text{тр}}} + \frac{l_{\text{р}} + l_{\text{тр}}}{V_{\text{хх}}} + t_{\text{п}}, \tag{6}$$

где $l_{\text{р}}$ – длинна пути резания, м; $V_{\text{р}}$ – скорость движения бульдозера при копании, м/с; $l_{\text{тр}}$ – длина транспортирования грунта, м; $V_{\text{тр}}$ – скорость движения бульдозера при перемещении грунта, $V_{\text{тр}}$ = 0,9–1,0 м/с; $V_{\text{хх}}$ – скорость обратного холостого движения трактора, $V_{\text{хх}}$ = 1,1–2,2 м/с; $t_{\text{п}}$ – общее время, затрачиваемое на опускание отвал, переключение передач и разворот $t_{\text{п}}$ = (25–28) с.

$$l_{\text{р}} = \frac{V_{\text{пр}}}{F} = \frac{V_{\text{пр}}}{Lh_{\text{ср}}} = \frac{2V_{\text{пр}}}{L\left(h_{\max} + h_{\min}\right)}, \tag{7}$$

где F – площадь снимаемого слоя грунта, м^2; $h_{\text{ср}}$ – средняя глубина резания грунта, м; $h_{\max}$ – глубина резания в начале копания, м; $h_{\min}$ – глубина реза-

ния в конце копания грунта при перемещении призмы волочения, м; L – длина отвала, м;

$$h_{\max} = \frac{T}{K_{\text{рез}} L}, \tag{8}$$

где $K_{\text{рез}}$ – удельное сопротивление грунта резанию, кгс/м^2.

На основании вышеизложенного, энергоемкость копания грунта отвалом бульдозера определяется:

$$E = \frac{N}{\text{П}} = \frac{\dfrac{T \cdot V_{\text{р}}}{102 \cdot \eta}}{\dfrac{3600 \cdot V_{\text{пр}} \cdot K_{\text{в}} \cdot K_{y}}{T_{\text{ц}} \cdot K_{\text{р}}}} = \frac{T \cdot V_{\text{р}} \cdot T_{\text{ц}} \cdot K_{\text{р}}}{102 \cdot \eta \cdot 3600 \cdot V_{\text{пр}} \cdot K_{\text{в}} \cdot K_{\text{у}}} = \tag{9}$$

$$\frac{(C \cdot h^{1,35}(1 + 2,6 \cdot L)(1 + 0,01\alpha) + \dfrac{LH^2}{2K_{\text{пр}}} \cdot \gamma_{\text{гр}} \cdot \text{tg}\rho + \dfrac{LH^2}{2K_{\text{пр}}} \cdot \gamma_{\text{гр}} \cdot \cos^2\alpha \cdot \text{tg}\delta) V_p \cdot T_{ц} \cdot K_p}{102 \cdot \eta \cdot 3600 \cdot \dfrac{LH^2}{2K_{\text{пр}}} \cdot K_{\text{в}} \cdot K_{\text{у}}},$$

где

$$T_{\text{ц}} = \frac{\dfrac{LH^2}{K_{\text{пр}}}}{L\left(\dfrac{T}{K_{\text{р}} \cdot L} + h_{\min}\right) V_{\text{р}}} + \frac{l_{\text{тр}}}{V_{\text{тр}}} + \frac{\dfrac{\dfrac{LH^2}{K_{\text{пр}}}}{L\left[\left(\dfrac{T}{K_{\text{р}} \cdot L} + h_{\min}\right)\right]} + l_{\text{тр}}}{V_{\text{хх}}} + t_{\text{п}}. \tag{10}$$

Таким образом, получена математическая модель, устанавливающая взаимосвязь основных параметров навесного рабочего оборудования бульдозера с энергоемкостью копания грунта.

Список литературы

1. Добронравов С.С., Дронов В.Г. Строительные машины и основы автоматизации: учебник. М., 2001.

2. Довгяло В.А., Бочкарев Д.И. Дорожно-строительные машины. Ч. I: Машины для земляных работ: учеб. пособие. Минск, 2010.

3. Шестопалов К.К. Строительные и дорожные машины: учеб. пособие. М., 2008.

4. Волков С.А., Евтюков С.А. Строительные машины: учеб. пособие для вузов. СПб., 2008.

УДК 629.084
С.В. Савельев, И.К. Потеряев, Г.Г. Бурый, А.С. Белодед
ФГБОУ ВПО «Сибирская государственная
автомобильно-дорожная академия»

Обоснование параметров дорожных катков по критерию виброускорений в грунтовой среде на примере катка Hamm 3518

При проведении работ по строительству объектов транспортной системы, в частности автомобильных дорог, необходимо максимально эффективно использовать строительную технику. Одной из наиважнейших технологических операций в процессе строительства автодороги является операция уплотнения земляного полотна, которое является основой возводимого инженерного сооружения. Для выполнения этой операции используется специальная уплотняющая техника – дорожные катки. В настоящее время наиболее часто при уплотнении грунтов земляного полотна применяются вибрационные катки как наиболее производительные машины. В процессе их работы на разных этапах процесса уплотнения грунт деформируется и изменяет свои первоначальные физико-механические свойства, поэтому для эффективного осуществления этого процесса производители катков предусматривают возможность изменения режимных параметров катков, в том числе и режимов вибрации [1, 2, 3].

Основной проблемой здесь является обоснование этих параметров при уплотнении определенного типа грунта в зависимости от определенной стадии процесса и соответствующим этой стадии значениям коэффициента уплотнения. Критерием выбора рациональных параметров виброкатков могут служить значения виброускорений в деформируемой грунтовой среде [4]. Для этого необходимо учитывать грунтовую зону, в которой значения виброускорений превышают минимальные значения при которых еще происходит процесс уплотнения [4].

С этой целью в ФГБОУ ВПО «СибАДИ» была разработана методика обоснования режимных параметров вибрационных катков, учитывающая изменение текущей плотности грунта (коэффициент уплотнения), с учетом значений виброускорений в уплотняемом грунтовом слое [5]. Положения этой методики подтвердились при экспериментальных исследованиях в реальных производственных условиях. Исследования были проведены на базе ЗАО НПК «Дорожно-Строительные Технологии», г. Омск при восстановлении участка автодороги Р – 404 «Тюмень–Тобольск» (рис. 1). Рассматривалась операция уплотнения слоев земляного полотна вибрационным катком

© Савельев С.В., Потеряев И.К., Бурый Г.Г., Белодед А.С., 2016

Hamm 3518. Технические характеристики вибрационного катка Hamm 3518 представлены в табл. 1.

Измерения значений виброускорений в уплотняемом грунте осуществлены акустическим многофункциональным измерителем «Экофизика» (рис. 2).

В данной работе применены: трехкомпонентный IEPE-датчик (АР2082М, PCB 317A41, АР2038 и аналогичные) и однокомпонентные IEPE-датчики (АР98, АР2037-100). Подключение датчиков к измерителю будет осуществляться по схемам, представленным на рис. 2.

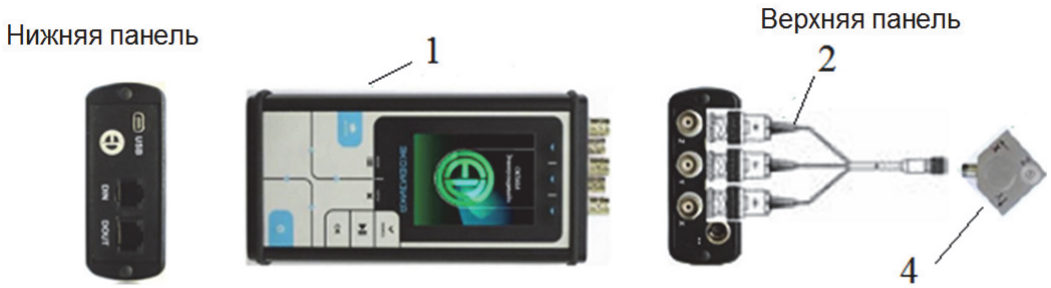
Порядок проведения исследований: вибрационный каток уплотняет грунтовый слой, в который на определенной глубине заложены датчики – акселерометры. После окончания вибрирования устанавливается режим, когда виброускорения достигали максимальных значений и определяется достигаемый коэффициент уплотнения $К_у$. Для этого уплотненный слой вертикально разрезается специальной металлической пластиной (рис. 3), так чтобы не повредить датчики. С одной стороны грунт откидывается и на вертикальном срезе грунта методом режущих колец измерялся коэффициент уплотнения. Измерения проводились в соответствии с ГОСТ 5180–84 [6].

Таблица 1

Технические характеристики вибрационного катка Hamm 3518

Наименование показателей	Значения
Тип катка	Вибрационный двухосный
Масса катка, кг	
эксплуатационная	17 825
полная	20 000
Мощность двигателя (эксплуатационная), кВт	155
Диаметр вальца, м	1,5
Радиус поворота (внутренний), м	4,18
Масса на переднюю ось, кг	10 785
Масса на заднюю ось, кг	7040
Транспортная скорость, м/с	3,2
Рабочая скорость, м/с	6,7
Частота вращения вала вибровозбудителя, Гц	27/30
Вынуждающая сила вибровозбудителя, кН	331/243
Амплитуда вибрации, м	0,002/0,00119
Габаритные размеры, м:	
длина	6,21
ширина	2,39
высота	2,98
Статическая линейная нагрузка спереди, Н/м	48 600
Число вальцов, шт	1
Преодолеваемый подъем, с/без вибрации, %	50/55
Угол поворота колес, град	32
Шины	AW 23.1-26 12PR

Рис. 1. Экспериментальные исследования плотности грунта и значений виброускорений в грунте, уплотняемом вибрационным катком Hamm 3518



а

б

Рис. 2. Схемы подключения вибродатчиков 3 и 4 со встроенной электроникой (ICP, IEPE): схема 1 (*а*): *1* – ИИБ «Экофизика»; *2* – кабель микродот-3х BNC (АК-20 и аналогичные); *4* – трехкомпонентный IEPE-датчик (АР2082М, PCB 317A41, АР2038 и аналогичные); схема 2 (*б*): *1* – ИИБ «Экофизика»; *2* – кабель микродот-BNC; *3* – однокомпонентные IEPE-датчики (АР98, АР2037-100)

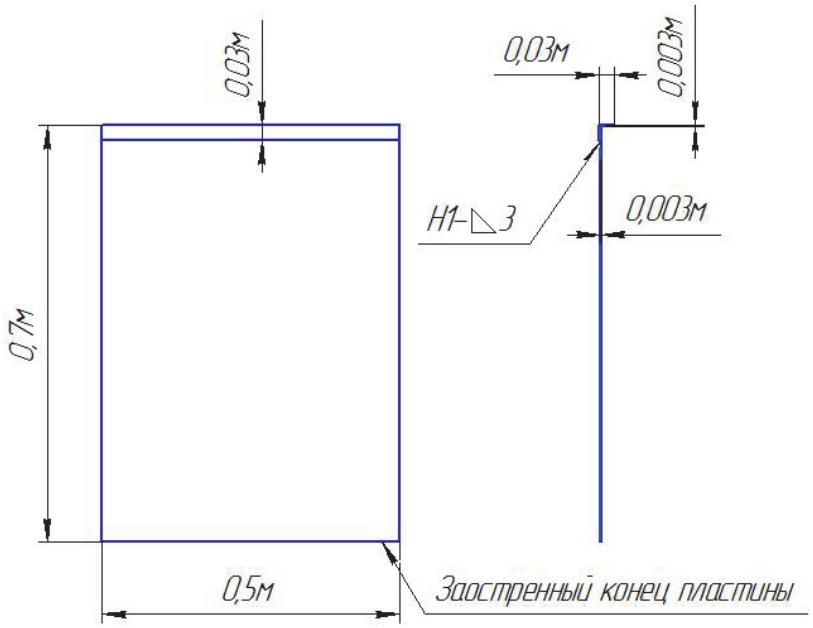


Рис. 3. Пластина металлическая для среза грунтового слоя

Значения виброускорений измерялись в трех направлениях (*X*, *Y*, *Z*) от пятна контакта вальца с грунтом. Использовался трехкомпонентный пьезоэлектрический датчик, результаты исследований представлены в табл. 2.

Таблица 2

Значения виброускорений на пятне контакта вальца с грунтом

$К_у$	Суглинок, влажность 16 %	$К_у$	Суглинок, влажность 16 %
0,95	a_x = 7,2 м/с^2 a_y = 18 м/с^2 a_z = 72 м/с^2	0,98	a_x = 6 м/с^2 a_y = 16,8 м/с^2 a_z = 68,4 м/с^2
0,96	a_x = 7,2 м/с^2 a_y = 18 м/с^2 a_z = 70,8 м/с^2	0,99	a_x = 6 м/с^2 a_y = 16,8 м/с^2 a_z = 67,2 м/с^2
0,97	a_x = 6 м/с^2 a_y = 16,8 м/с^2 a_z = 69,6 м/с^2	1,00	a_x = 6 м/с^2 a_y = 16,8 м/с^2 a_z = 66 м/с^2

Измерения виброускорений также проводились под пятном контакта на определенной глубине грунтового слоя, с помощью однокомпонентных датчиков. Результаты исследований представлены в табл. 3.

Представленные в табл. 2 и 3 исследования подтверждают положения, о влиянии значений виброускорений на эффективность процесса уп-

лотнения грунтовых сред вибрационными катками. Таким образом, опираясь на данные датчиков-акселерометров и ранее проведенные исследования [2–7], обоснуем рациональные режимные параметры для выбранного катка Hamm 3518.

Таблица 3

Значения виброускорений на различной глубине
под пятном контакта вальца с грунтом

$К_у$	Суглинок, влажность 16 %
0,85	0,15–55,2 м/с^2 0,3–27,6 м/с^2 0,45–10,8 м/с^2 0,6–6 м/с^2
0,9	0,15–45,6 м/с^2 0,3–18 м/с^2 0,45–7,2 м/с^2 0,6–4,8 м/с^2
0,95	0,15–33,6м/с^2 0,3–8,4м/с^2 0,45–3,6м/с^2 0,6–2,4м/с^2

Определив частоту, на которой были достигнуты максимальные значения виброускорений в грунте, можно уточнить величину вынуждающей силы для данного катка

$$P = \frac{m_д \cdot r_д}{(2\pi \cdot f)^2}, \quad (1)$$

где P – вынуждающая сила вибровозбудителя, Н; f – частота колебаний вибровозбудителя, Гц.

Маховой момент дебаланса равен 14,23 кг·м. Начальная плотность составляла для суглинка $\rho_0 \approx 1600$ кг/м^3. Максимальная стандартная плотность для суглинка $\rho_{max} \approx 1900$ кг/м^3. Максимальная стандартная плотность грунта была определена по ГОСТ 22733–2002.

Необходимую продолжительность t пребывания вибрационного вальца катка на пятне контакта с грунтом определяли по зависимости [7].

$$t = n_ц / 60 f, \quad (2)$$

где $n_ц$ – потребное число циклов нагрузки при уплотнении (для связного грунта $n_ц = 20\,000$; для несвязного $n_ц = 5000$); f – частота колебаний вибровозбудителя, Гц. Для связного грунта $t \approx 12$ с, для несвязного грунта $t \approx 3$ с.

С учетом разработанной методики обоснования режимных параметров вибрационных катков и массы уплотняемого грунта в зоне активного

действия вибрации [8], определим рациональную толщину уплотняемого слоя. Толщина слоя *h* составит 0,5 м.

Рассматривалось уплотнение суглинка влажностью 16 % вибрационным катком Hamm 3518. Влажность грунта определялась методом высушивания до постоянной массы по ГОСТ 5180–84.

Исходя из полученных данных, можно сделать вывод, что при определенном коэффициенте уплотнения (стадии процесса уплотнения) в грунте наблюдаются значения виброускорений, соответствующие максимально эффективному режиму обработки суглинистого грунта оптимальной влажности вибрационным катком Hamm 3518. Представленные результаты позволяют назначить обоснованные рекомендации для режимов работы представленного катка при возведении транспортных объектов при соответствующих условиях работ.

В табл. 4 приведены значения необходимого числа проходов катка, средней рабочей скорости и толщины уплотняемого слоя для уплотнения суглинка оптимальной влажности.

Таблица 4

Режимные параметры вибрационного катка Hamm 3518

Параметры	Толщина слоя, м	Число проходов	Рабочая скорость катка, км/ч	Частота, Гц
Значения	0,5	8	1,9	27

Положения проведенных исследований в полной мере могут транслироваться на повышение эффективности применения различных типов вибрационных катков, что, в свою очередь, позволит повысить производительность работ при строительстве объектов транспортной инфраструктуры. Работа проводилась в рамках гранта Минобрнауки Российской Федерации на проведение научных исследований.

С п и с о к л и т е р а т у р ы

1. Савельев С. В., Бурый Г.Г., Потеряев И.К. Применение алгоритма определения параметров вибрационных катков с учетом массы уплотняемого в зоне активного действия вибрации // Вестник СибАДИ: Научный рецензируемый журнал. Омск: СибАДИ. – 2015 – № 6 (46). –С. 32–36.

2. Савельев С.В., Михеев В.В. Механизация уплотнения грунтовых насыпей вибрационными катками с пневмошинными рабочими органами // Механизация строительства. Москва – 2015. – № 3. – С. 4–7.

3. Кустарев Г.В., Павлов С.А., Жарцов П.Е. Анализ факторов, влияющих на качество процесса уплотнения // Механизация строительства. Москва – 2013. – № 4 (826). – С. 6–10.

4. Баркан Д. Д. Динамика оснований и фундаментов / Д. Д. Баркан. – М.: Стройвоенмориздат, 1948. – 411 с.

5. Савельев С.В., Бурый Г.Г. Методика обоснования режимов работы дорожных катков с учетом массы уплотняемого грунта в зоне активного действия вибрации / Строительные и дорожные машины. Москва – 2015 – № 3. – С. 48–51.

6. ГОСТ 5180–84. Грунты. Методы лабораторного определения физических характеристик. – М.: Издательство стандартов, 1985. – 19 с.

7. Хархута Н.Я. Прочность, устойчивость и уплотнение грунтов земляного полотна автомобильных дорог / Н.Я. Хархута, Ю.М. Васильев. – М.: Транспорт, 1975 – 285 с.

УДК 625.7/8.08

В.А. Пенчук, А.В. Диденко
ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия
строительства и архитектуры»

Влияние вида сыпучего материала на процессы его распределения пескоразбрасывателем по поверхностям дорог

Актуальность проблемы. В зимний период эксплуатации на поверхности автомобильных дорог образуется ледяная корка, которая резко снижает сцепление колес автомобиля с поверхностью дороги. Для борьбы с гололедом наиболее часто посыпают поверхность автодороги песком или иным сыпучим противогололедным материалом. При использовании данного способа борьбы со скольжением важной проблемой является подбор рациональных параметров пескоразбрасывателя и характеристик сыпучего материала, позволяющих эффективно осуществлять посыпку поверхности дорог в разнообразных условиях.

Анализ публикаций. Основы расчета процесса обработки поверхностей дорог пескоразбрасывателем, заложенные в работе [1], получили свое дальнейшее развитие в работах [2–4].

Процесс обработки поверхностей дорог пескоразбрасывателем можно представить тремя стадиями: движения частиц сыпучего материала вдоль вращающегося диска, слета их с диска и полета до поверхности дороги, скольжения частиц вдоль посыпаемой поверхности.

Формирование цели. Цель работы − установить влияние массово-геометрических характеристик частиц на процесс распределения сыпучего материала по поверхности дороги и сформулировать практические рекомендации по применению материалов с частицами различных размеров и массы.

© Пенчук В.А., Диденко А.В., 2016

Основная часть. Частицы сыпучего материала слетают с вращающегося диска в горизонтальной плоскости со скоростью υ. В горизонтальной плоскости на летящую частицу действует сила сопротивления воздушной среды, пропорциональная квадрату скорости движения частицы, а в вертикальной плоскости − сила тяжести и сила сопротивления воздушной среды, которой в нашем случае можно пренебречь из-за малой высоты над поверхностью дороги вращающегося диска.

Исходя из расчетной схемы (рис. 1), уравнения движения частицы сыпучего материала будут иметь вид:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = -c\rho S\dot{x}^2, \\ m\ddot{y} = mg. \end{cases} \quad (1)$$

Начальными условиями движения частицы материала при слете с диска будут:

$$x\big|_{t=0} = 0\,,\ \dot{x}\big|_{t=0} = \upsilon\,,\ y\big|_{t=0} = H\,,\ \dot{y}\big|_{t=0} = 0\,. \quad (2)$$

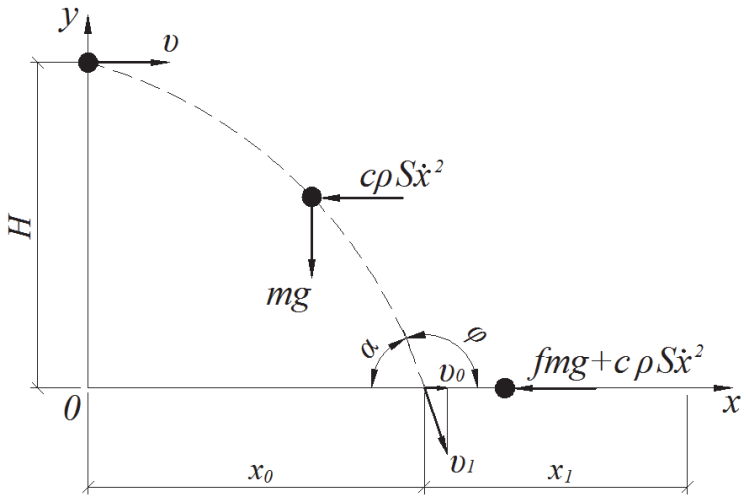


Рис. 1. Схема движения частицы сыпучего материала с момента слета с вращающегося диска до остановки в точке x_1 на посыпаемой поверхности

В соотношениях (1), (2) приняты следующие обозначения: m – масса частицы сыпучего материала, кг; ρ – плотность воздушной среды, кг/м^3; S – площадь поперечного сечения частицы, м^2; c – коэффициент лобового сопротивления; υ – скорость слета частицы с диска, м/с; H – высота слета частицы над поверхностью дороги; g – ускорение свободного падения, м/с^2.
Решение уравнений (1) с учетом начальных условий (2) будет иметь вид:

$$x = \frac{m}{c\rho S}\ln\left(1 + \frac{c\rho S\upsilon t}{m}\right),\quad y = H - \frac{gt^2}{2}. \quad (3)$$

Частица сыпучего материала коснется посыпаемой поверхности в момент времени $t = \sqrt{2H/g}$. Следовательно, дальность полета частицы в горизонтальном направлении определится выражением:

$$x_0 = \frac{m}{c\rho S}\ln\left(1 + \frac{c\rho S\upsilon}{m}\sqrt{\frac{2H}{g}}\right). \tag{4}$$

Из соотношений (3) можно определить траекторию полета частицы в воздухе:

$$y = H - \frac{g}{2}\left(\frac{m}{c\rho S\upsilon}\right)^2 \cdot \left(e^{\frac{c\rho S}{m}x} - 1\right)^2. \tag{5}$$

Если в момент касания с поверхностью дороги горизонтальная составляющая скорости частицы не равна нулю, то в дальнейшем она начнет скользить по поверхности дороги. Из соотношения (5) определим угол α встречи частицы с посыпаемой поверхностью, для этого вычислим значение производной функции $y(x)$ по переменной x при значении $x = x_0$:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{\sqrt{2Hg}}{\upsilon}\left(1 + \frac{c\rho S\upsilon}{m}\sqrt{\frac{2H}{g}}\right) = \mathrm{tg}\varphi, \tag{6}$$

откуда

$$\varphi = \mathrm{arctg}\left[\frac{\sqrt{2Hg}}{\upsilon}\left(1 + \frac{c\rho S\upsilon}{m}\sqrt{\frac{2H}{g}}\right)\right], \tag{7}$$

$$\alpha = \pi - \varphi.$$

Величину скорости частицы сыпучего материала в момент касания посыпаемой поверхности определим из соотношений (3):

$$\dot{x} = \frac{\upsilon}{1 + \frac{c\rho S\upsilon}{m}\sqrt{\frac{2H}{g}}}. \tag{8}$$

С учетом этого соотношения начальная скорость скольжения частицы сыпучего материала будет иметь вид:

$$\upsilon_0 = \dot{x}\cos\alpha = \frac{\upsilon}{1 + \frac{c\rho S\upsilon}{m}\sqrt{\frac{2H}{g}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{2Hg}{\upsilon^2}\left(1 + \frac{c\rho S\upsilon}{m}\sqrt{\frac{2H}{g}}\right)^2}}. \tag{9}$$

Уравнение движения частиц сыпучего материала во время скольжения по посыпаемой поверхности будет иметь вид:

$$m\ddot{x} = -c\rho S(\dot{x})^2 - fmg \tag{10}$$

при начальных условиях движения на этой стадии

$$x\big|_{t=0} = 0\,,\ \dot{x}\big|_{t=0} = \upsilon_0\,, \tag{11}$$

где f – коэффициент трения скольжения.

Решение уравнения (10) будет иметь вид:

$$x = \frac{m}{c\rho S}\ln\left[\frac{\cos\left(\operatorname{arctg}\left(\upsilon_0\sqrt{\frac{c\rho S}{mfg}}\right) - \sqrt{\frac{fgc\rho S}{m}}t\right)}{\cos\left(\operatorname{arctg}\left(\upsilon_0\sqrt{\frac{c\rho S}{mfg}}\right)\right)}\right]. \tag{12}$$

Из соотношения (12) определим скорость скольжения частиц по посыпаемой поверхности:

$$\dot{x} = \sqrt{\frac{mfg}{c\rho S}}\cdot\cos\left[\operatorname{arctg}\left(\upsilon_0\sqrt{\frac{c\rho S}{mfg}}\right)\right]\cdot\operatorname{tg}\left[\operatorname{arctg}\left(\upsilon_0\sqrt{\frac{c\rho S}{mfg}}\right) - \sqrt{\frac{fgc\rho S}{m}}t\right]. \tag{13}$$

Процесс скольжения частиц посыпаемого материала прекратится тогда, когда скорость, определяемая формулой (13), будет равна нулю. Это произойдет, когда

$$t_1 = \sqrt{\frac{m}{fgc\rho S}}\operatorname{arctg}\left(\upsilon_0\sqrt{\frac{c\rho S}{mfg}}\right). \tag{14}$$

Найденное значение времени t_1 подставим в соотношение (12), тогда после преобразований получим:

$$x_1 = \frac{m}{2c\rho S}\ln\left(1 + \frac{\upsilon_0^2 c\rho S}{mfg}\right). \tag{15}$$

Значение x_1 определяет дальность распространения процесса скольжения. Общая дальность распространения сыпучего материала с момента слета с диска будет равна сумме $x = x_0 + x_1$, слагаемые которой определяются формулами (4) и (15) соответственно.

Для численного анализа полученных формул примем характеристики частиц, указанные в табл. 1. В табл. 2 приведены иные характеристики, необходимые для расчета.

Таблица 1

Характеристики частиц сыпучего материала
(форма частиц – куб)

Материал	Плотность материала, кг / м^3	Номер частицы (рис. 2–4)	Линейный размер частиц, м · 10^{-3}	Площадь поперечного сечения, м^2 · 10^{-6}	Масса частицы, кг · 10^{-6}
Шлак	1300	1 2 3	1 2 3	1 4 9	1,3 10,4 35,1
Песок (мокрый)	1950	1 2 3	0,5 1 2	0,25 1 4	0,24 1,95 15,6
Гранит	2600	1 2 3	1 2 3	1 4 9	2,6 20,8 70,2

Таблица 2

Характеристики процесса, принятые для численного анализа

№ п/п	Название параметра	Значение
1	Плотность воздушной среды (при $t = -5$ °C) ρ, кг/м^3	1,32
2	Коэффициент лобового сопротивления c	0,3
3	Высота слета частиц над поверхностью земли H, м	0,4
4	Скорость слета частиц c диска υ, м/с	8
5	Коэффициент трения скольжения частиц материала по посыпаемой поверхности f	0,2

Таблица 3

Результаты расчета дальности полета частиц
сыпучего материала различного размера

Материал	Номер частицы (рис. 2–4)	Линейный размер частиц, м · 10^{-3}	Дальность полета с момента слета с диска до поверхности земли x_0, м	Дальность скольжения по поверхности земли x_1, м	Общая дальность полета $x = x_0 + x_1$, м
Шлак	1 2 3	1 2 3	1,74 1,96 2,06	0,52 1,82 3,01	2,26 3,78 5,07
Песок (мокрый)	1 2 3	0,5 1 2	1,62 1,88 2,06	0,26 1,16 3,01	1,88 3,04 5,07

Окончание табл. 3

Материал	Номер частицы (рис. 2–4)	Линейный размер частиц, м · 10^{-3}	Дальность полета с момента слета с диска до поверхности земли x_0, м	Дальность скольжения по поверхности земли x_1, м	Общая дальность полета $x = x_0 + x_1$, м
Гранит	1	1	1,96	1,82	3,78
	2	2	2,11	4,02	6,13
	3	3	2,16	5,59	7,75

На рис. 2–4 построены графики дальности распределения различных частиц сыпучего материала, полученные на основе зависимостей (5), (15). В табл. 3 представлены результаты расчета дальности полета частиц сыпучего материала различного размера и материала, полученные на основе формул (4), (15).

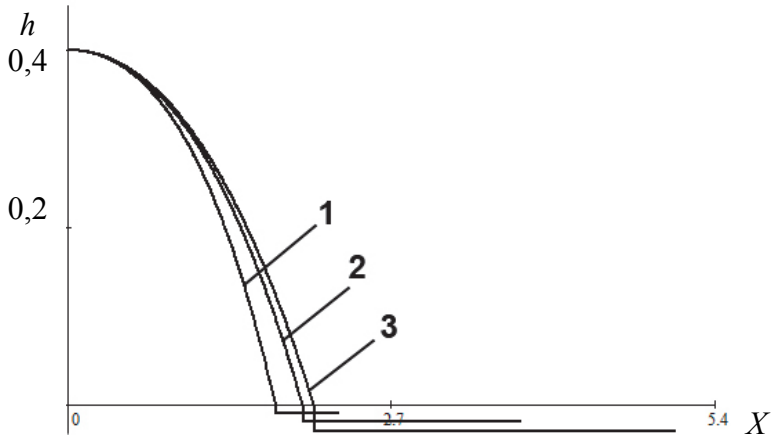


Рис. 2. Дальность распределения частиц шлака размером: 1 –1 мм; 2 –2 мм; 3 – 3 мм

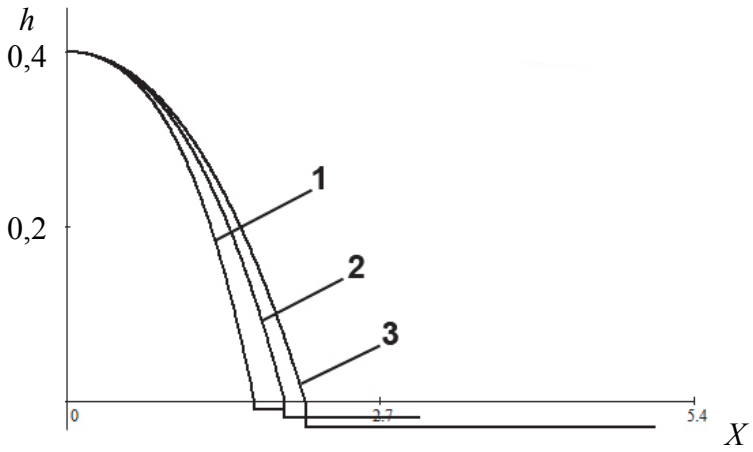


Рис. 3. Дальность распределения частиц песка размером: 1 –0,5 мм; 2 –1 мм; 3 – 2 мм

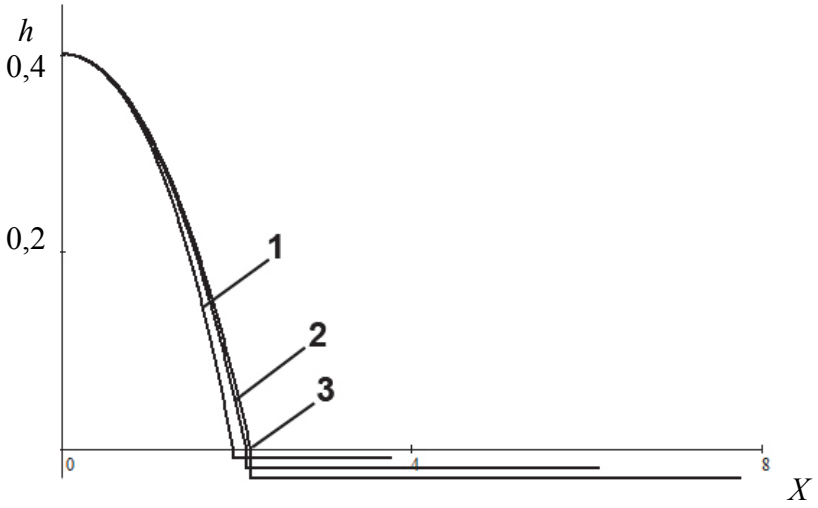


Рис. 4. Дальность распределения частиц гранита размером: 1 –1 мм; 2 –2 мм; 3 – 3 мм

Выводы. 1. Масса и размеры не оказывают значительного влияния на дальность полета частиц сыпучего материала до соприкосновения их с поверхностью дороги, но значительно увеличивают расстояние скольжения частиц по посыпаемой поверхности.

2. При необходимости посыпки крайней правой полосы городских автодорог, занятой припаркованными автомобилями, следует использовать технологию распределения сыпучего материала с ударом о поверхность и скольжением по ней, при этом целесообразно использовать материалы с частицами большей массы.

Список литературы

1. Дорожные машины / Н.Я. Хархута, М.И. Капустин, В.П. Семенов, И.М. Эвентов, Ю.А. Бромберг, Ю.М. Васильев, М.П. Костельов. М., 1968.

2. Пенчук В.А., Савенко Э.С., Грицук И.В. Закономерности распределения противогололедных материалов метательным диском // Вестник ДонГАСА. Вып. 5 (47). Технология, организация и геодезическое обеспечение строительства. Макеевка, 2004. С. 82–87.

3. Пенчук В.А. Совершенствование процесса распределения противогололедных материалов по поверхности дороги вращательным дисковым органом / В.А. Пенчук, В.Н. Гусаков, А.В. Диденко // Вестник ДонНАСА, вып. 2005 – 7(55). Технология, организация и геодезическое обеспечение строительства. Макеевка, 2005. С. 82–85.

4. Пенчук В.А. К вопросу об эффективности распределения противогололедных материалов метательным диском / В.А. Пенчук, В.Н. Гусаков, А.В. Диденко // Инновации в науке − инновации в образовании: материалы Международной научно-технической конференции «Интерстроймех – 2013», 1–2 октября 2013 г. Новочеркасск, 2013. С. 274–277.

УДК 630.377.4
С.Ю. Гуськов
Сибирский федеральный университет

Математическая модель неустановившегося поворота гусеничного лесопогрузчика перекидного типа

Лесопогрузчики перекидного типа широко применяются при погрузке хлыстов и деревьев с кроной на лесовозные автопоезда. При маневрировании лесопогрузчика с длинномерным грузом в транспортном положении по погрузочной площадке в условиях лесосеки, его рабочее оборудование и базовая машина подвергаются действию значительных нагрузок, отрицательно сказывающихся на машине в целом. Исследованиями динамики рабочих режимов лесопогрузчиков перекидного типа занимались В.И. Алябьев, В.А. Давиденко, М.М. Померанцев, П.Н. Ивашкевич, В.Ф. Ильин, Ю.М. Федоров, В.Г. Мельников, Л.А. Гоберман, В.Ф. Полетайкин, Ю.И. Верхов и др. Проводились исследования режимов грузового хода, разгона и остановки лесопогрузчика с грузом, процессы перемещения груза из положения набора и положения укладки в транспортное, а также влияние на величину возникающих при этом нагрузок конструктивных и эксплуатационных факторов.

Несмотря на значительное количество работ по исследованию динамики лесопогрузчиков перекидного типа, до настоящего времени нет исследований вопроса поворота лесопогрузчика перекидного типа с длинномерным грузом.

Вопросы, касающиеся режима поворота колесных и гусеничных машин, исследовались в работах следующих ученых: В.А. Губермана и Л.А. Губермана, В.В. Гуськова и др., но в них отсутствуют данные об исследовании режима поворота машин с грузом, расположенным выше базовой машины и перпендикулярно к ее продольной оси в горизонтальной плоскости.

Разработка и обоснование расчетной схемы гусеничного лесопогрузчика перекидного типа

Лесопогрузчик с предметом труда – деревом – представляет собой сложную механическую систему, состоящую из инерционных тел (ходовая система, стрела рабочего оборудования, дерево и т. д.) и привода. Металлоконструкции стрелы, ходовой системы, а также дерево представляют собой упругие тела, обладающие бесконечно большим числом степеней свободы, а так как число степеней свободы равно числу независимых параметров, которыми определяется движение тела, то динамическое ис-

© Гуськов С.Ю., 2016

следование в такой постановке вопроса оказалось бы чрезвычайно сложной задачей.

Однако в зависимости от условия решаемой задачи число степеней свободы упругой системы, учитываемых при расчете, может быть ограничено. Таким образом, системы с конечным числом степеней свободы являются расчетными схемами более сложных реальных конструкций. В этом случае распределенные элементы лесопогрузчика, предмета труда заменяются сосредоточенными (дискретными) массами. Такая замена дает возможность движение лесопогрузчика описать ограниченным числом уравнений. При этом движение машины или системы сводится к исследованию уравнений движения каждой из взаимодействующих, сосредоточенных масс. Для того, чтобы расчетная динамическая схема машины находилась в состоянии равновесия, к ее массам прикладывают не действительные силы и моменты сил, а эквивалентные им приведенные силы и моменты сил.

Ввиду того, что возможности решения дифференциальных уравнений в общем виде ограничены, особое значение приобретают обоснованные допущения [1, 2], которые приводят их к удобному для этого виду:

1. При определении динамических колебательных нагрузок гусеничные лесопогрузчики с предметом труда можно рассматривать как линейно – упругие системы.

2. Коэффициенты жесткости и демпфирующие сопротивления являются величинами постоянными.

3. Колебания совершаются с малыми амплитудами, что значительно упрощает теорию вопроса, так как позволяет привести дифференциальные уравнения к линейной форме.

4. Масса гибкого груза (хлыстов) рассматривается как сосредоточенная, подвешенная на двух невесомых упругих элементах, жесткость одного из которых равна жесткости комлевой части пакета, другого – вершинной части.

5. Величины радиусов вращения приведенных масс постоянны.

Основываясь на приведенных доводах и том, что при движении лесопогрузчика с грузом по погрузочной площадке стрела занимает положение близкое к вертикальному, расчетная схема лесопогрузчика при маневрировании по погрузочной площадке с длинномерным грузом может быть представлена в следующем виде – рис. 1. Такой выбор координат Y_4, Y_5, α обусловлен тем, что рассматривается вращение лесопогрузчика вокруг его вертикальной оси без смещения в боковом направлении; базовыми тракторами лесопогрузчиков перекидного типа грузоподъемностью 25–32 кН являются тракторы ТДТ 55А, ТЛТ – 100 – 04(06), у которых передняя и задняя балансирные каретки взаимозаменяемы; ось вращения стрелы расположена близко к центру тяжести подрессоренной массы базового трактора и неподвижных частей рабочего оборудования. Кроме того, это позволяет учитывать характеристики передней и задней балансирных кареток.

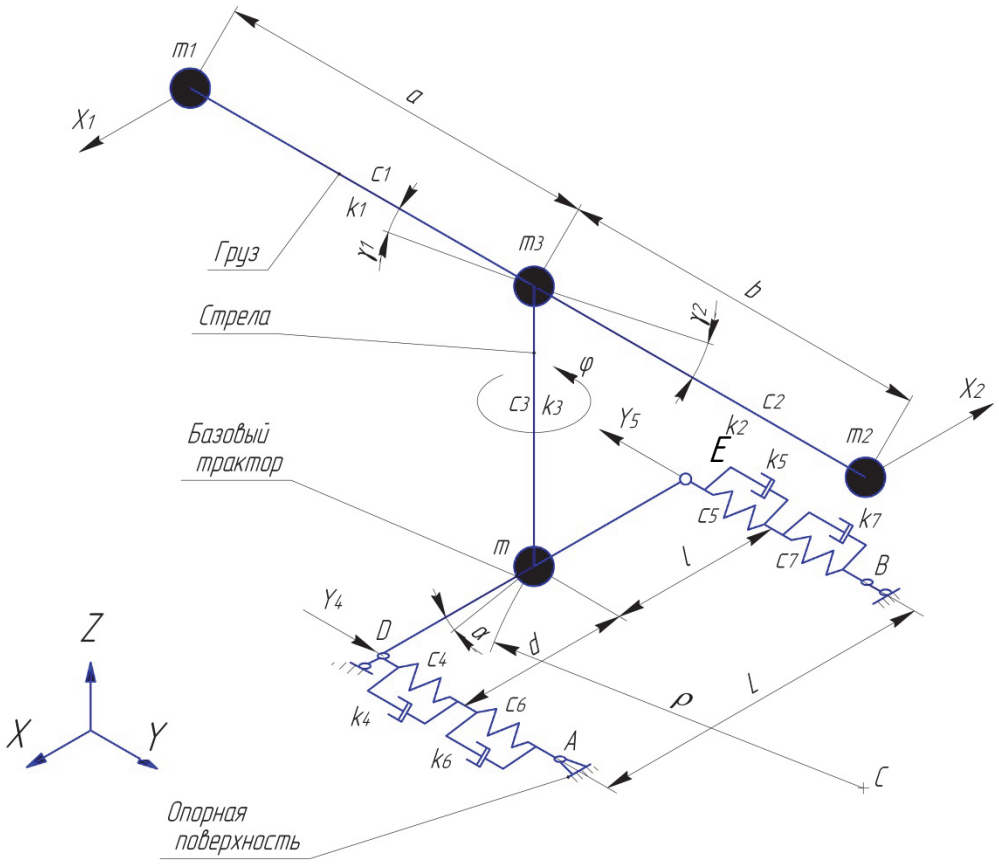


Рис. 1. Расчетная схема динамической системы «Опорная поверхность – базовый трактор – рабочее оборудование – груз» для гусеничных лесопогрузчиков перекидного типа

На рис. 1 приведена расчетная схема динамической системы «Опорная поверхность – базовый трактор – рабочее оборудование – груз». Схема закрепления базового трактора показывает, что исследуется только движение принятой системы в плоскости XY. Система по числу приведенных масс обладает четырьмя степенями свободы. Движение масс m_1, m_2, m может быть охарактеризовано линейными X_1, X_2, Y_4, Y_5 или угловыми γ_1, γ_2, α перемещениями, между которыми существуют соотношения [3]:

$$\gamma_1 = \frac{X_1}{a}; \quad \gamma_2 = \frac{X_2}{b}; \quad \alpha = \frac{Y_4}{d}; \quad \alpha = \frac{Y_5}{l}.$$

Движение массы m_3 может быть охарактеризовано только угловым перемещением φ, показывающим угол закручивания стрелы.

γ_1 – угловое перемещение массы вершинной части расчетного дерева – m_1, приведенной в центр тяжести;

γ_2 – угловое перемещение массы комлевой части расчетного дерева – m_2, приведенной в центр тяжести;

φ – угловое перемещение массы подвижных частей рабочего оборудования – m_3, приведенной к концу стрелы;

α – угловое перемещение подрессоренной массы базового трактора и неподвижных частей рабочего оборудования – m;

X_1 – линейное перемещение массы вершинной части расчетного дерева – m_1, приведенной в центр тяжести;

X_2 – линейное перемещение массы комлевой части расчетного дерева – m_2, приведенной в центр тяжести;

Y_4 – линейное перемещение в направлении оси Y передней балансирной каретки (деформация передней балансирной каретки и грунта);

Y_5 – линейное перемещение в направлении оси Y задней балансирной каретки (деформация задней балансирной каретки и грунта);

c_1 – жесткость вершинной части расчетного дерева, приведенная к центру массы m_1;

κ_1 – демпфирующее сопротивление вершинной части расчетного дерева;

c_2 – жесткость комлевой части расчетного дерева, приведенная к центру массы m_2;

κ_2 – демпфирующее сопротивление комлевой части расчетного дерева;

c_3 – крутильная жесткость стрелы рабочего оборудования;

κ_3 – демпфирующее сопротивление стрелы рабочего оборудования;

c_4 – суммарная боковая, изгибная жесткость передних балансирных кареток;

c_5 – суммарная боковая, изгибная жесткость задней балансирной каретки;

c_6 – жесткость грунта в боковом направлении (ось Y) у передней балансирной каретки;

c_7 – жесткость грунта в боковом направлении (ось Y) у задней балансирной каретки;

κ_4 – демпфирующее сопротивление передней балансирной каретки в боковом направлении;

κ_5 – демпфирующее сопротивление задней балансирной каретки в боковом направлении;

k_6 – демпфирующее сопротивление грунта в боковом направлении (ось Y) у передней балансирной каретки;

k_7 – демпфирующее сопротивление грунта в боковом направлении (ось Y) у задней балансирной каретки;

a – расстояние от продольной оси базовой машины до центра массы m_1;

b – расстояние от продольной оси базовой машины до центра массы m_2;

d – расстояние от оси передней балансирной каретки (точка А) до центра подрессоренной массы базового трактора и неподвижных частей рабочего оборудования – m_3;

l – расстояние от оси задней балансирной каретки (точка В) до центра подрессоренной массы базового трактора и неподвижных частей рабочего оборудования – m_3;

L – расстояние между осями передней и задней балансирной каретки;
ρ – радиус поворота лесопогрузчика.

Разработка математической модели

Расчетная схема динамической системы «Опорная поверхность – базовый трактор – рабочее оборудование – груз» для гусеничных лесопогрузчиков перекидного типа грузоподъемностью 25–32 кН, приведенная на рис. 1, по числу приведенных масс обладает четырьмя степенями свободы возможных перемещений относительно положения устойчивого равновесия, следовательно, ее движение может быть описано системой, состоящей из четырех линейных неоднородных дифференциальных уравнений второго порядка.

Записываем уравнения Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\gamma}_1}\right)-\frac{\partial T}{\partial \gamma_1}+\frac{\partial \Pi}{\partial \gamma_1}+\frac{\partial R}{\partial \dot{\gamma}_1}=Q_{\gamma_1}$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\gamma}_2}\right)-\frac{\partial T}{\partial \gamma_2}+\frac{\partial \Pi}{\partial \gamma_2}+\frac{\partial R}{\partial \dot{\gamma}_2}=Q_{\gamma_2}$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}}\right)-\frac{\partial T}{\partial \varphi}+\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}+\frac{\partial R}{\partial \dot{\varphi}}=Q_{\varphi}$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}}\right)-\frac{\partial T}{\partial \alpha}+\frac{\partial \Pi}{\partial \alpha}+\frac{\partial R}{\partial \dot{\alpha}}=Q_{\alpha}$$

где T – кинетическая энергия системы; Π – потенциальная энергия системы; R – диссипативная функция системы; γ_1, γ_2, φ, α – перемещения центров масс, координаты системы; $Q_{\gamma_1}, Q_{\gamma_2}, Q_{\varphi}, Q_{\alpha}$ – обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам γ_1, γ_2, φ, α.

Выражение кинетической энергии системы имеет следующий вид:

$$T=\frac{1}{2}m_1a^2\dot{\gamma}_1^2+\frac{1}{2}m_2b^2\dot{\gamma}_2^2+\frac{1}{2}m_3\rho_c{}^2\dot{\varphi}^2+\frac{1}{2}m\rho_z{}^2\dot{\alpha}^2;$$

Выражение потенциальной энергии системы имеет следующий вид:

$$\Pi=\frac{1}{2}c_1a^2\gamma_1^2+\frac{1}{2}c_2b^2\gamma_2^2+\frac{1}{2}c_3\varphi^2+\frac{1}{2}c_{\text{СП}}d^2\alpha^2+\frac{1}{2}c_{\text{СЗ}}l^2\alpha^2,$$

где $c_{\text{СП}}$ – суммарная жесткость передних балансирных кареток и грунта в боковом направлении (ось Y); $c_{\text{СЗ}}$ – суммарная жесткость задних балансирных кареток и грунта в боковом направлении (ось Y).

Выражение для диссипативной функции системы имеет следующий вид:

$$R = \frac{1}{2}k_1 a^2 \dot{\gamma}_1^2 + \frac{1}{2}k_2 b^2 \dot{\gamma}_2^2 + \frac{1}{2}k_3 \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2}k_{\text{СП}} d^2 \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}k_{\text{СЗ}} l^2 \dot{\alpha}^2,$$

где $k_{\text{СП}}$ – суммарное демпфирующее сопротивление передних балансирных кареток и грунта в боковом направлении (ось Y); $k_{\text{СЗ}}$ – суммарное демпфирующее сопротивление задних балансирных кареток и грунта в боковом направлении (ось Y).

Для определения обобщенных сил, соответствующих обобщенным координатам, применим принцип возможных перемещений. В связи с тем, что рассматривается движение системы в плоскости XY, на систему действуют силы инерции приведенных масс и поворачивающий момент со стороны ходовой системы, возникающие при повороте лесопогрузчика. Определим работу сил на перемещениях $\delta\gamma_1$, $\delta\gamma_2$, $\delta\varphi$, $\delta\alpha$ координат γ_1, γ_2, φ, α.

$$\delta A_{\gamma 1} = Q_{\gamma 1} \cdot \delta\gamma_1,$$

$$Q_{\gamma 1} = m_1 p^2 \varepsilon,$$

где p – радиус инерции центра масс m_1 (рис. 1); $p = \rho + a$, ε – угловое ускорение поворота лесопогрузчика.

$$\delta A_{\gamma 2} = Q_{\gamma 2} \cdot \delta\gamma_2,$$

$$Q_{\gamma 2} = m_2 h^2 \varepsilon,$$

где h – радиус инерции центра масс m_2; $h = \rho - b$.

$$\delta A_{\varphi} = Q_{\varphi} \cdot \delta\varphi,$$

$$Q_{\varphi} = m_3 \rho_c^{\,2} \varepsilon,$$

где ρ_c – радиус инерции массы m_3 относительно оси Z (рис. 1);

$$\delta A_{\alpha} = Q_{\alpha} \cdot \delta\alpha,$$

$$Q_{\alpha} = m \rho_z^{\,2} \varepsilon,$$

где ρ_z – радиус инерции массы m относительно оси Z (рис. 1);

Поворачивающий момент гусеничной машины при установившемся повороте определяется по выражению:

$$M_{\text{у}} = \left[\left(T_{K2} - T_{K1}\right) - \left(P_{f1} - P_{f2}\right)\right]\frac{B}{2};$$

где T_{K1} – касательная сила тяги отстающей гусеницы; T_{K2} – касательная сила тяги забегающей гусеницы; P_{f2} – сила сопротивления качению забегающей гусеницы; P_{f1} – сила сопротивления качению отстающей гусеницы; B – поперечная база лесопогрузчика.

При неустановившемся повороте поворачивающий момент определяется по выражению:

$$M_{\text{н}} = M_{\text{у}} + Q_{\alpha}.$$

Полученные выражения производных и правых частей подставим в уравнения Лагранжа второго рода и, выполнив необходимые преобразования, получим систему уравнений в стандартном виде, описывающую движение системы в любой момент времени:

$$\ddot{\gamma}_1 + \omega_1^2(\gamma_1 - \varphi) + 2\eta_1(\dot{\gamma}_1 - \dot{\varphi}) = \frac{p^2}{a^2}\varepsilon$$

$$\ddot{\gamma}_2 + \omega_2^2(\gamma_2 - \varphi) + 2\eta_2(\dot{\gamma}_2 - \dot{\varphi}) = \frac{h^2}{b^2}\varepsilon$$

$$\ddot{\varphi} + \omega_3^2(\varphi - \alpha) + 2\eta_3(\dot{\varphi} - \dot{\alpha}) - \omega_4^2\frac{a^2}{\rho_c^2}(\gamma_1 - \varphi) - 2\eta_4\frac{a^2}{\rho_c^2}(\dot{\gamma}_1 - \dot{\varphi}) -$$

$$-\omega_5^2\frac{b^2}{\rho_c^2}(\gamma_2 - \varphi) - 2\eta_5\frac{b^2}{\rho_c^2}(\dot{\gamma}_2 - \dot{\varphi}) = \varepsilon$$

$$\ddot{\alpha} + \omega_6^2\frac{d^2}{\rho_z^{\,2}}\alpha + \omega_7^2\frac{l^2}{\rho_z^{\,2}}\alpha + 2\eta_6\frac{d^2}{\rho_z^{\,2}}\dot{\alpha} + 2\eta_7\frac{l^2}{\rho_z^{\,2}}\dot{\alpha} - \omega_8^2\frac{\rho_c^{\,2}}{\rho_z^{\,2}}(\varphi - \alpha) -$$

$$-2\eta_8\frac{\rho_c^{\,2}}{\rho_z^{\,2}}(\dot{\varphi} - \dot{\alpha}) = \frac{M_{\text{у}}}{m\rho_z^{\,2}} + \varepsilon \qquad (1)$$

Математическая модель (1) позволяет определить нагрузки, действующие на элементы конструкции при повороте гусеничных лесопогрузчиков перекидного типа грузоподъемностью 25–32 кН с длинномерным грузом при движении лесопогрузчика по опорной поверхности погрузочной площадки и их зависимости от динамических характеристик груза, технологического оборудования, опорной поверхности и базовой машины.

В результате выполненной работы получена математическая модель неустановившегося поворота гусеничного лесопогрузчика перекидного типа, позволяющая исследовать ранее не изученный вопрос поворота лесопогрузчика с длинномерным грузом, которая обеспечит повышение достоверности принимаемых конструкторских решений.

Список литературы
1. Александров В.А. Моделирование технологических процессов лесных машин. М., 1995.
2. Полетайкин В.Ф. Проектирование лесных машин. Динамика элементов конструкции гусеничных лесопогрузчиков. Красноярск, 1997.
3. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М., 1972.

УДК 681.5:621.22+625.76
Н.С. Галдин, В.Н. Галдин
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Исследование влияния конструктивных параметров гидропневмоударника на энергию единичного удара

Наибольшее распространение из существующих способов разработки грунтов получил механический. В зависимости от характера силового взаимодействия рабочего органа с разрабатываемым грунтом различают следующие его виды: разработка при малой скорости силового воздействия, ударное, вибрационное, высокоскоростное или их сочетание.

Активизация рабочих органов путем приложения различного рода импульсных нагрузок обеспечивает создание высоких динамических усилий, достаточных для эффективной разработки среды (мерзлого грунта, разрушения негабаритов, асфальтобетонных покрытий), уплотнения грунта [1, 4, 5].

В настоящее время благодаря простой и надежной конструкции большую известность получили гидромолоты, пневмомолоты, электромолоты различных типов, используемые для работы с грунтами (уплотнение, разрушение), с асфальтобетонными, железобетонными покрытиями и выполнения других видов работ. Основными параметрами гидромолотов, выполняющих указанные работы, являются: величина необходимой для разработки грунта энергии удара, частота ударов, ударная мощность.

Наличие механизмов с динамическим принципом взаимодействия рабочего органа с разрабатываемой средой говорит о необходимости создания методов расчета активных рабочих органов, выбора их рациональных параметров и конструирования таких машин и механизмов с учетом особенностей процесса взаимодействия рабочего органа с разрабатываемой средой.

В современных условиях для активизации рабочих органов широко используются гидравлические ударные устройства, под которыми понима-

© Галдин Н.С., Галдин В.Н., 2016

ется механизм, в котором энергия жидкости генерируется в ударные импульсы заданной энергии единичного удара и частоты при разработке грунта в определенных условиях [1, 2, 5].

Из гидравлических ударных устройств гидропневматические ударные устройства получили наибольшее распространение. Преимущества гидропневматических ударных устройств заключаются в компактности, низкой металлоемкости на единицу энергии удара, простоте регулирования энергии удара изменением давления зарядки газа в пневмоаккумуляторе.

Схема гидропневматического ударного устройства показана на рис. 1.

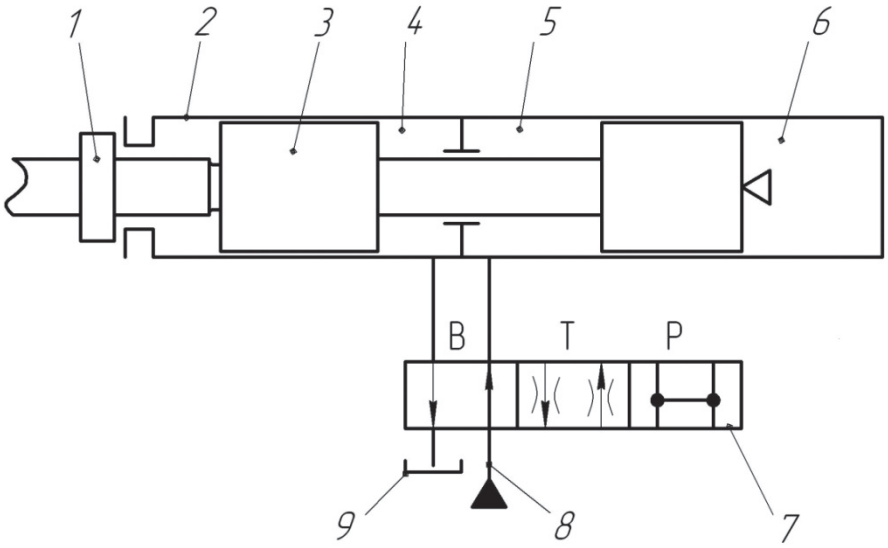


Рис. 1. Схема гидропневматического ударного устройства: 1 – инструмент; 2 – корпус; 3 – боек; 4 – камера низкого давления; 5 – камера высокого давления; 6 – пневмоаккумуляторная камера; 7 – орган управления рабочим циклом; 8 – напорная гидролиния; 9 – гидробак; В – взвод бойка; Т – торможение; Р – разгон (рабочий ход)

К основным конструктивным параметрам гидропневматического ударного устройства относятся:

- масса бойка (подвижных частей);
- ход бойка;
- давление зарядки газа пневмоаккумулятора;
- диаметр поршня пневмоаккумуляторной камеры;
- диаметры поршней взводящей, сливной камер;
- диаметр хвостовика инструмента;
- длина гидроударного устройства.

Такие конструктивные параметры гидроударного устройства, как давление зарядки газа, масса бойка, величина хода бойка, существенным образом влияют на скорость удара, от которой зависит энергия единичного удара.

Разработка полных математических моделей гидравлических импульсных систем базируется на представлении их в виде технических систем, состоящих из двух видов физических подсистем: механической и гидравлической.

В зависимости от решаемых задач число элементов механической подсистемы может принимать различные значения и определяется в основном числом учитываемых при моделировании подвижных масс гидравлических импульсных систем (боек, корпус гидроударного устройства, запорно-регулирующие элементы блока управления рабочим циклом, гидрораспределителя, пружины и другие).

Количество гидравлических подсистем определяется особенностями конструктивных решений гидроударного устройства: конструкцией взводящей и сливной камер (полостей) гидроударника.

Если в гидроударном устройстве имеются две гидравлические подсистемы, одна из которых включает взводящую камеру (холостого хода), а другая − сливную камеру (рабочего хода) и между этими камерами отсутствуют перетечки рабочей жидкости, то они рассматриваются при моделировании как отдельные подсистемы.

Если между указанными камерами имеются перетечки рабочей жидкости, которые влияют на характеристики рабочего процесса гидроударного устройства, тогда их необходимо учитывать в математической модели. И в этом случае мы имеем одну гидравлическую подсистему вместо двух.

Математическая модель гидропневматического ударного устройства включает основные конструктивные параметры гидроударника, его элементы, параметры гидропривода базовой машины, описывает характерные периоды работы устройства (взвод, торможение, рабочий ход) [1–3, 5, 6].

Математическая модель гидроударного устройства записывается в виде системы уравнений, включающей уравнение движения бойка в виде основного уравнения динамики; уравнений расходов, учитывающих условия неразрывности потока рабочей жидкости; уравнений связи между параметрами потока.

Разработано программное обеспечение для проведения динамического расчета гидропневматического ударного устройства. Программное обеспечение является основой программно-имитационного комплекса моделирования гидроударных рабочих органов дорожно-строительных машин и позволяет определять основные параметры гидропневматических ударных устройств в зависимости от давления зарядки газа пневмоаккумулятора, массы бойка, геометрических параметров гидроударника, длин гидролиний, свойств рабочей жидкости и других характеристик.

На рис. 2 приведено рабочее окно определения основных параметров гидропневматического ударного устройства.

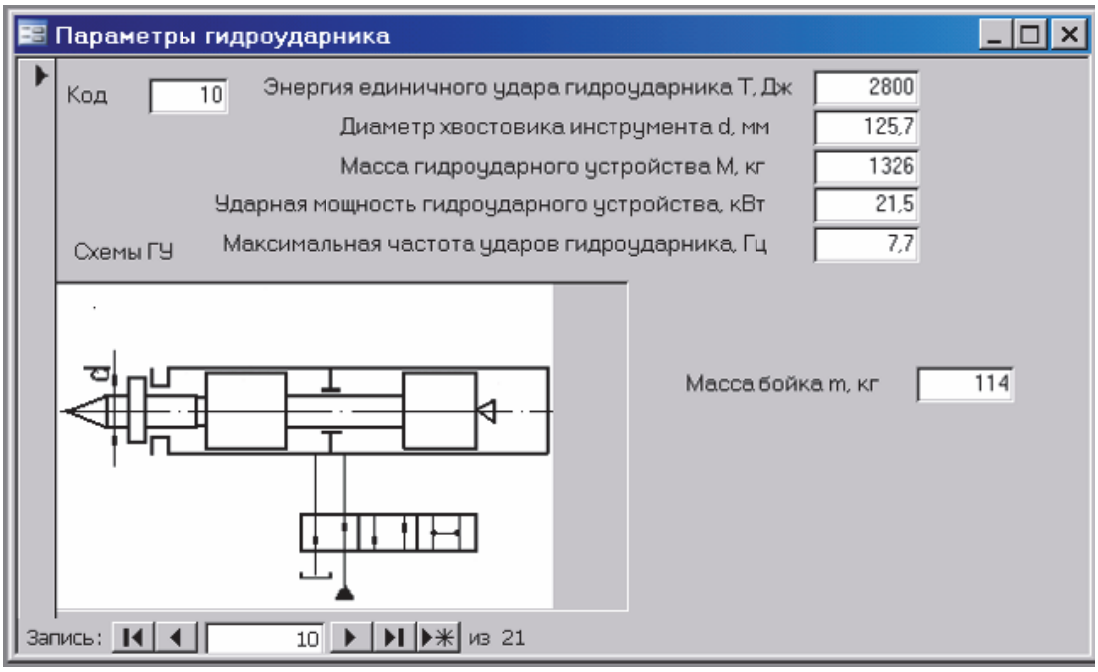


Рис. 2. Рабочее окно определения основных параметров гидропневматического ударного устройства

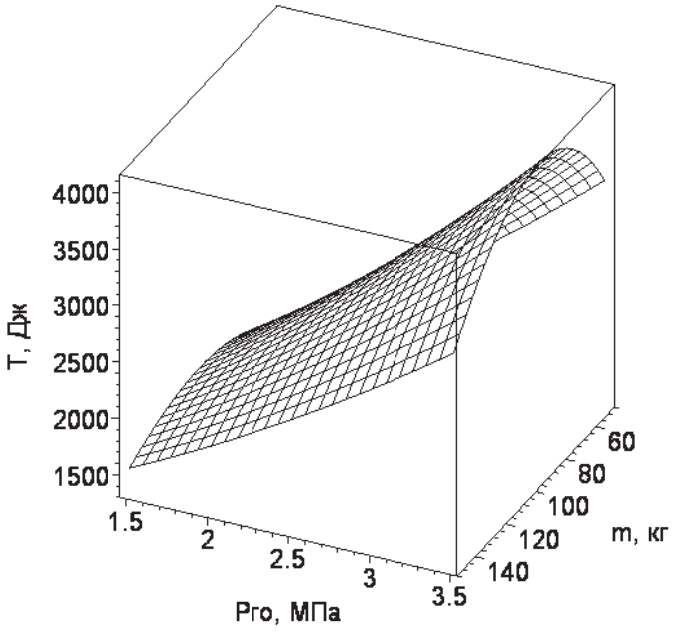


Рис. 3. Зависимость энергии удара T от массы бойка m и давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го}$ (ход бойка L = 50 мм)

Исследование математической модели гидроударного устройства позволило получить зависимости энергии единичного удара, скорости удара от массы бойка, хода бойка и давления зарядки газа пневмоаккумулятора. Результаты расчетов показаны на рис. 3–6.

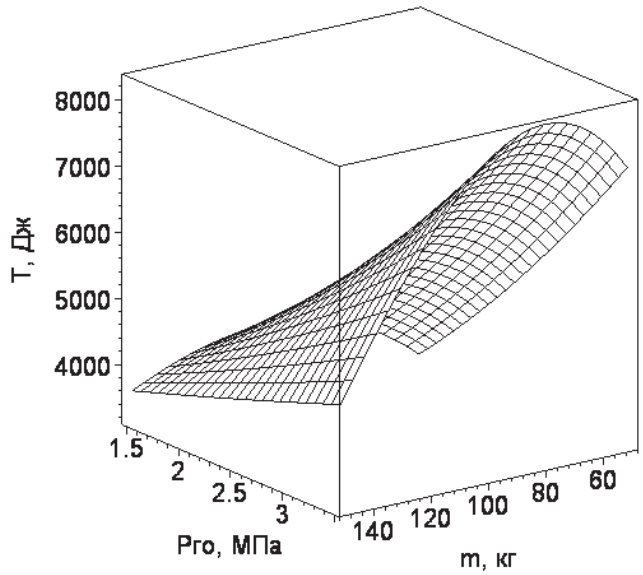


Рис. 4. Зависимость энергии удара T от массы бойка m и давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го}$ (ход бойка L = 100 мм)

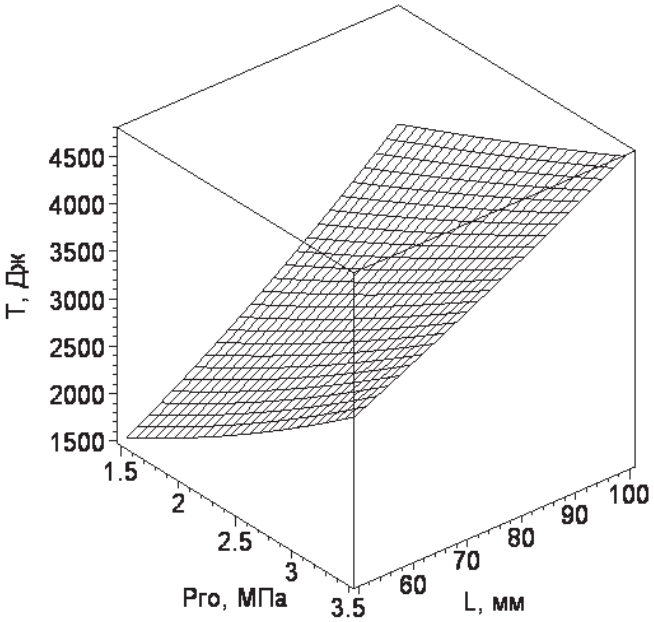


Рис. 5. Зависимость энергии удара T от давления зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го}$ и величины хода бойка L (масса бойка m = 150 кг)

Из приведенных графических зависимостей (см. рис. 3–6) видно, что энергия единичного удара и скорость удара гидроударника может изменяться в широком диапазоне (1 500–8 000 Дж – для энергии удара, от 4,5 до 16 м/с – для скорости удара) в зависимости от массы бойка, давления зарядки газа пневмоаккумулятора и величины хода бойка.

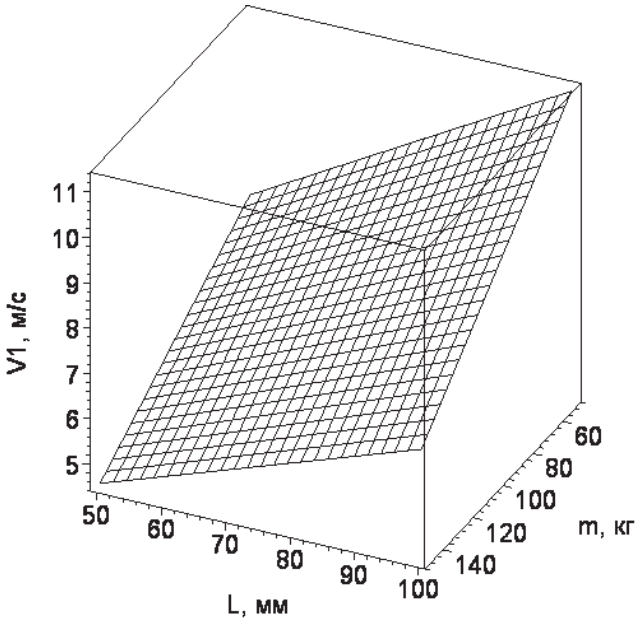


Рис. 6. Зависимость скорости удара V_1 от массы бойка m и величины хода бойка L (давление зарядки газа пневмоаккумулятора $p_{го}$= 1,5 МПа)

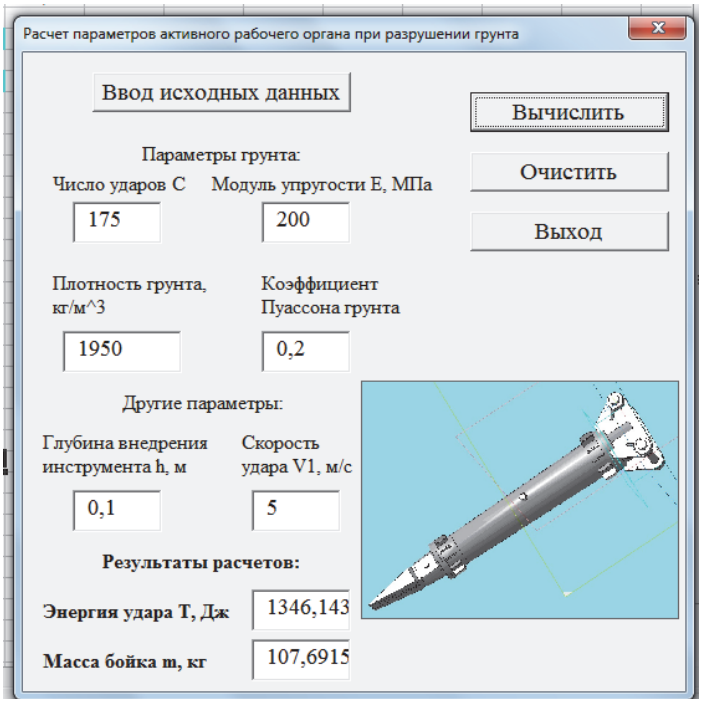


Рис. 7. Рабочее окно определения параметров активного рабочего органа (мерзлый грунт, C = 175)

Фрагменты результатов расчетов параметров активного рабочего органа показаны на рис. 7.

Существенным фактором, влияющим на эффективность работы гидроударника, является энергия единичного удара, которая зависит от массы

подвижных частей и скорости подвижных частей в момент удара. За показатель конструктивного совершенства ударного устройства может быть принято значение удельной энергии единичного удара, т. е. энергии единичного удара, приходящейся на единицу массы гидроударника.

Широкий диапазон изменения скорости удара (от 4,5 до 11 м/с), энергии единичного удара (от 1500 до 8000 Дж) позволяет использовать гидроударное устройство в качестве различных видов сменных рабочих органов (гидромолоты, гидротрамбовки) ДСМ, в частности экскаваторов.

Список литературы

1. Алимов О.Д., Басов С.А. Гидравлические виброударные системы. М., 1990.

2. Галдин Н.С. Многоцелевые гидроударные рабочие органы дорожно-строительных машин. Омск, 2005.

3. Галдин Н.С., Галдин В.Н., Егорова Н.Н. Оптимизационный синтез основных параметров гидравлических импульсных систем строительных машин // Вестник СибАДИ. Омск, 2013. № 6 (34). С. 73–78.

4. Глотов Б.Н. Научные основы создания гидравлических ручных машин ударного действия: автореф. дисс. … д-ра техн. наук. Караганда, 2010.

5. Теоретические основы создания гидроимпульсных систем ударных органов машин / А.С. Сагинов, И.А. Янцен, Д.Н. Ешуткин, Г.Г. Пивень. Алма-Ата, 1985.

6. Щербаков В.С., Галдин В.Н. Моделирование гидравлических импульсных систем // Вестник Воронежского государственного технического университета. Воронеж, 2010. Т. 6, № 5. С. 121–124.

УДК 621.879.3

П.А. Побегайло
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова
Российской академии наук

Исследование манипулятивности рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора обратного копания

Напомним [1, 2 и др.], что «традиционное, наиболее часто встречающееся рабочее оборудование (РО) одноковшовых гидравлических экскаваторов (ОГЭ) состоит из трех последовательно соединенных между собой вращательными шарнирами [3 и др.] (пары V класса) звеньев (стрела, рукоять, ковш). При этом стрела прикреплена к поворотной платформе

© Побегайло П.А., 2016

также через вращательный шарнир. Эти три звена могут поворачиваться относительно друг друга и экскаватора, причем все перемещения звеньев РО осуществляются в одной плоскости. Углы поворота стрелы относительно ее пяты и рукояти относительно стрелы всегда меньше π. Угол поворота ковша относительно рукояти всегда меньше 2π (эти три угла будем назвать далее шарнирными углами, следуя в этом работам в области робототехники и теории машин и механизмов [4 и др.]). Рассматриваемое нами РО имеет три степени свободы. Указанные ограничения на величины шарнирных углов накладываются схемой установки гидроцилиндров».

При таком взгляде на РО ОГЭ оно может быть рассмотрено как типичный плоский трехзвенный манипулятор.

Если говорить о РО ОГЭ как о манипуляционной системе, то оно обладает «собственными свойствами» [5 и др.], в число которых входят свойства механические, к которым относятся свойства геометрические, одним из которых является свойство манипулятивности [5 и др.].

Это свойство РО характеризует возможность ориентации ковша в рабочей зоне. Численная оценка манипулятивности в произвольной точке рабочей зоны осуществляется с помощью коэффициента сервиса. Для этого угол допустимой установки ковша следует разделить на 2π. Оценка манипулятивности конкретного РО осуществляется с помощью среднего значения коэффициента сервиса [5–7 и др.].

Исследование манипулятивности РО ОГЭ РС-7000 проводилось согласно следующей методике [5–7 и др.]:

- для рассматриваемой кинематической схемы РО строится рабочая зона. Далее, рассматривая т. н. осевой профиль рабочей зоны, строится, например, прямоугольная, сетка с каким-то наперед выбранным шагом. После этого рассматривается каждая из получившихся точек (включая точки пересечения сетки с границами рабочей зоны);
- для каждой отдельной точки построенной сетки рассматриваются различные положения ковша, перебираемые с каким-то заданным шагом в диапазоне 360 град. Фиксация ковша указанным образом позволяет успешно решать обратную позиционную задачу [8, 9 и др.], выясняя, существует ли рассматриваемая конфигурация РО в данной точке. Это позволяет определить для данной точки допустимый диапазон установки ковша. После этого для рассматриваемой точки рабочей зоны вычисляется значение коэффициента сервиса;
- после рассмотрения всех заданных точек рабочей зоны мы имеем все данные для проведения оценки манипулятивности РО ОГЭ. Это удобно делать с помощью графического представления полученных значений коэффициента сервиса. Ведь очень важную роль играет близость областей с высокими значениями коэффициента сервиса к областям, где ОГЭ выполняет свои основные рабочие операции. При этом заметим, что каждой

точке рабочей зоны может быть поставлено в соответствие некоторое число, в данном случае – значение коэффициента сервиса. Будем далее называть рабочую зону с нанесенными на нее значениями этой характеристики скалярным полем сервиса (манипулятивности) [5–7 и др.].

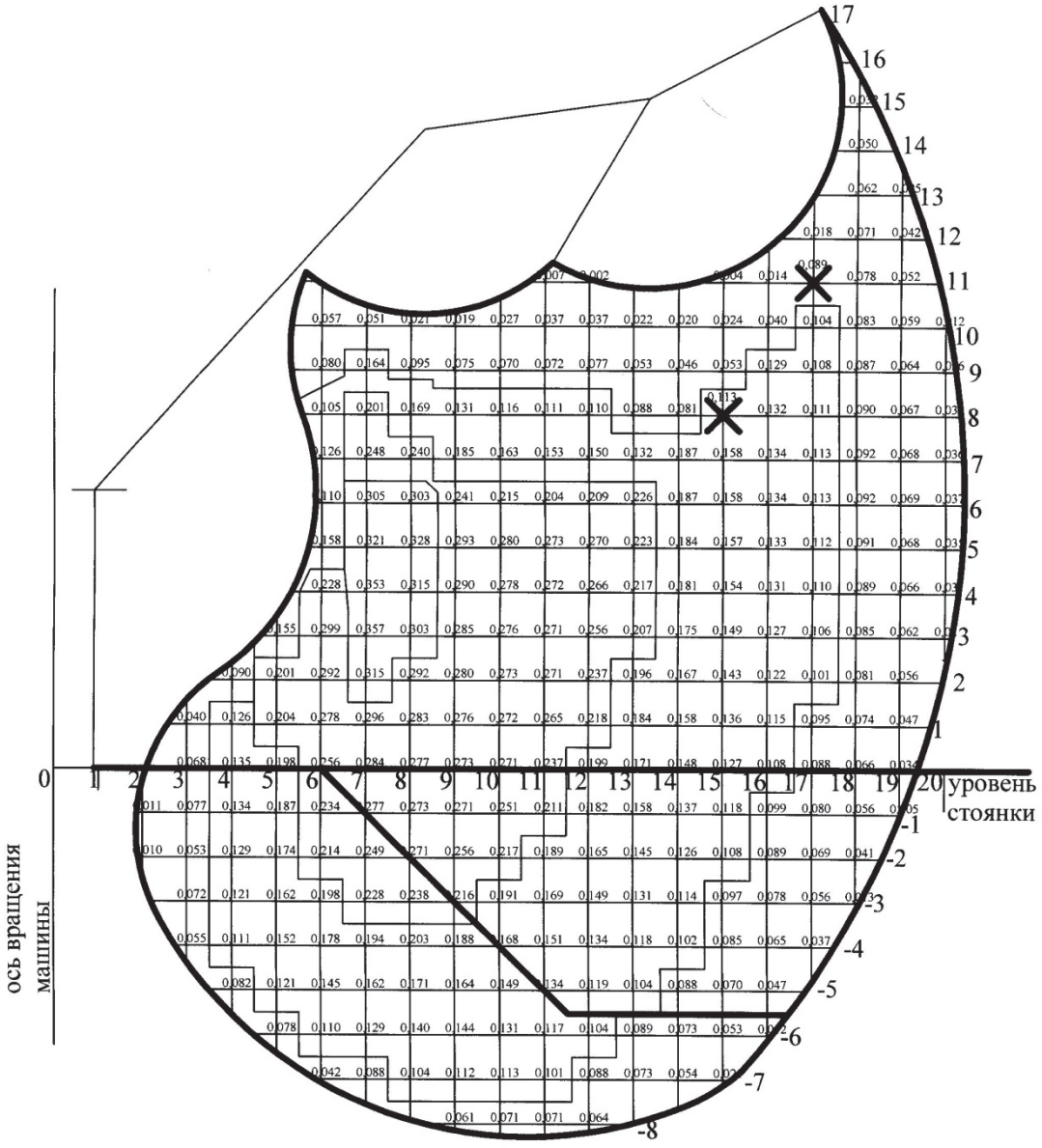


Рис. 1. Поле сервиса (манипулятивности) для экскаватора РС-7000

РО ОГЭ РС-7000 – это традиционная схема РО ОГЭ обратного копания с моноблочной стрелой. Исследование ее манипулятивности, согласно описанному выше подходу, позволяет сообщить следующее (рис. 1–3 и табл. 1): максимальные значения манипулятивности лежат на уровне 0,357 (иными словами, допустимый диапазон установки ковша в рассмат-

риваемых точках рабочей зоны не превышает 130 град.). Визуальная оценка распределения значений манипулятивности по рабочей зоне позволяет заключить, что они (максимальные) лежат в основном от уровня стоянки машины до уровня пяты стрелы в левой части рабочей зоны, ближе к базовой машине. Эта часть рабочей зоны не является главной при выполнении экскаватором основных рабочих операций. Его основные операции выполняются в центральной части рабочей зоны (значения показателя манипулятивности тут лежат на уровне 0,1–0,2), а также вдоль дальней ее границы (значения коэффициента сервиса тут существенно ниже).

Итак, рассмотренная кинематическая схема РО ОГЭ обратного копания имеет максимальное значение показателя манипулятивности 0,357. Среднее значение этого показателя в данном случае 0,139.

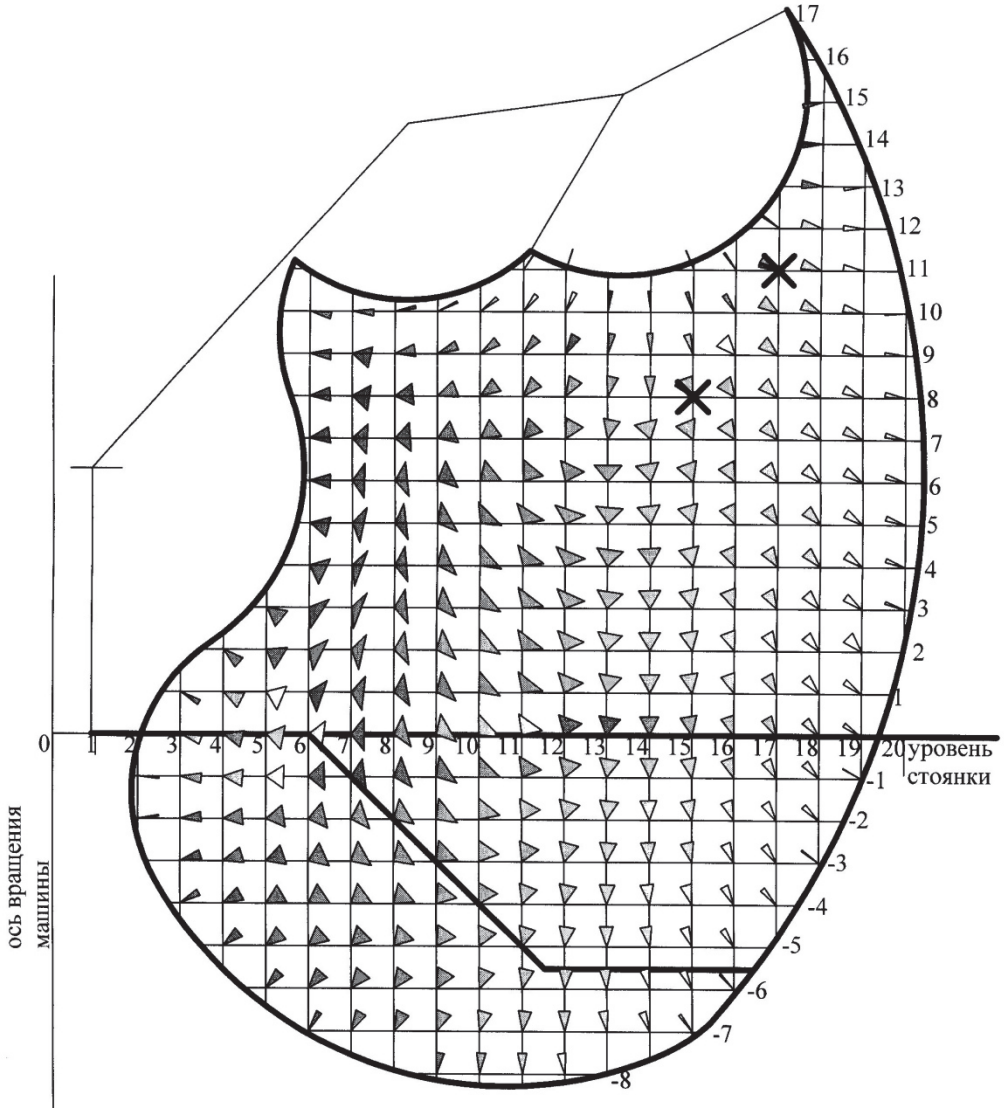


Рис. 2. Второе поле сервиса для экскаватора РС-7000 (допустимые диапазоны установки ковша)

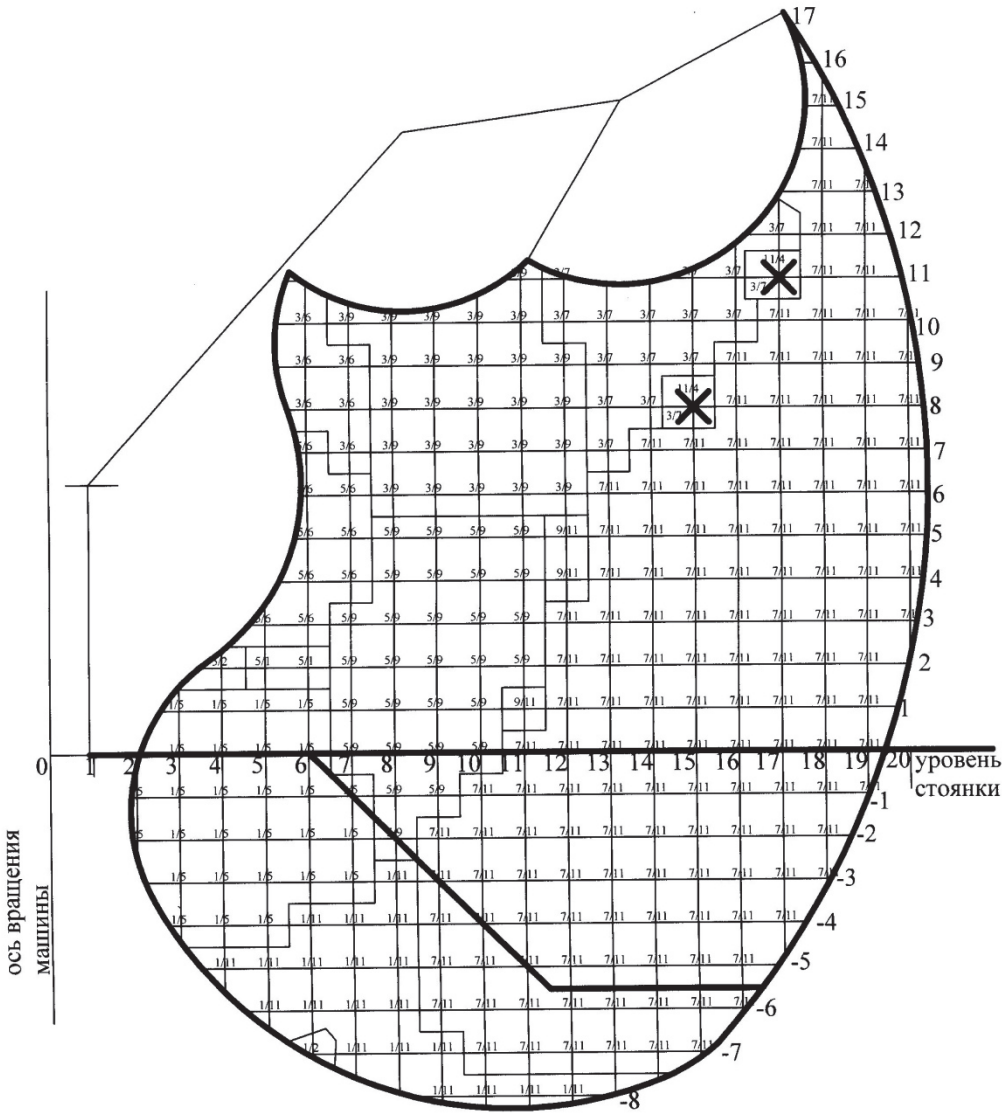


Рис. 3. Третье скалярное поле – поле ограничений РС-7000

В приведенной выше методике оценки манипулятивности можно отказаться от решения позиционной задачи. Это возможно, если обратить внимание на то, что любому крайнему положению ковша соответствует какое-либо экстремальное значение длины гидроцилиндров. На базе этого можно ввести двенадцать параметров, характеризующих это свойство РО. Не уточняя сейчас суть этих параметров, заметим, что первые четыре связаны с гидроцилиндрами стрелы, вторая четверка связана с гидроцилиндрами рукояти, и последняя четверка связана с гидроцилиндрами ковша.

Очевидно, что каждая точка рабочей зоны может быть охарактеризована набором из этих параметров (два числа в наибольшем числе случаев), указывающим на то, что явилось ограничением в данной точке. Это позволяет построить еще одно скалярное поле – поле ограничений манипулятивности.

Таблица 1

Геометрические свойства ОГЭ с РО типа обратная лопата

№	Марка ОГЭ	$\overline{K_c}$	max K_c	max U, град.	$\overline{U}$, град.	Δ, град.	ς	Тип РО
Исследуемый зарубежный экскаватор								
1	РС-7000	0,139	0,357	128,385	50,04	78,345	0,491	Б
Советские и российские экскаваторы с подобным типом РО								
2	ЭГО-4	0,214	0,407	146,6	77,04	69,56	1,149	Б
3	ЭО-5126	0,211	0,526	189,414	75,96	113,454	1,101	Б
4	ЭГО-8	0,209	0,406	146,007	75,24	70,767	1,35	Б

Анализ этого поля у РС-7000 показывает, что (рис. 3):

- рабочая зона разбивается на конечное число подзон, характеризуемых своим сочетанием ограничивающих факторов;
- число сочетаний факторов невелико по отношению к числу возможных их комбинаций;
- более 50 % рабочей зоны попадает в одну основную подзону (7–11). В этой подзоне экскаватор и выполняет чаще всего свою работу. Вторая подзона, занимающая около 10 % рабочей зоны, характеризуется «маркером» (5–9). В ней экскаватор периодически осуществляет транспортные движения ковшом. Ограничения в обоих подзонах вызваны приводом ковша и рукояти;
- подзона (9–11) занимает очень мало места по сравнению с полями сервиса отечественных ОГЭ с подобным типом РО;
- стрела практически не оказывает влияние на манипулятивность в той части рабочей зоны, где ведется основная работа.

В этой таблице приведены следующие параметры РО: $\overline{K_c}$ – средний коэффициент сервиса; max K_c – максимальное значение коэффициента сервиса; max U – максимальный угол; $\overline{U}$ – средний угол; Δ – разница между максимальным и средним значением углов, приведенных в этой таблице; ς – разница в манипулятивности в нижней и верхней части рабочей зоны; тип манипулятора – результат классификации по схеме, предложенной в работе [5] и перенесенной нами на РО ОГЭ в работе [2].

В табл. 1, кроме данных по ОГЭ РС-7000, представлены данные из нашей работы [7 и др.] по отечественным машинам с подобным типом РО.

По итогам проведенного исследования манипулятивности одноковшового гидравлического экскаватора РС-7000 с рабочим оборудованием типа обратная лопата фирмы Komatsu Mining Germany видно, что в целом на качественном уровне результаты близки к полученным ранее для отечественных машин с подобным типом РО [7 и др.]. При этом, однако, численные значения геометрических характеристик РО находятся на уровне

ОГЭ с рабочим оборудованием типа прямая лопата [7 и др.], т. е. они существенно ниже численных величин, полученных для отечественных машин с подобным типом РО. Это, по видимому, указывает на иную методологию проектирования ОГЭ у фирмы Komatsu Mining Germany и в нашей стране.

По ряду косвенных признаков снижение значения манипулятивности позволяет снизить вес РО на 10–15 %. Однако является ли это прогрессивным достижением, сказать однозначно нельзя, т.к. не до конца ясно, как меняются иные важные характеристики ОГЭ РС-7000 (в сравнении с нашими ОГЭ). Современные российские проекты создания ОГЭ, копирующие западные решения и не понимающие, почему и как выбраны те или иные параметры, идут по неверному пути, который заводит их в закономерный тупик.

При необходимости у РО РС-7000 существуют большие резервы в части роста численных значений геометрических характеристик (например, за счет изменения пропорций элементов РО; за счет применения шестизвенных механизмов и пр.).

Список литературы

1. Побегайло П.А. О пропорциях рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2015. № 2. С. 143–147.

2. Побегайло П.А., Митрев Р. Идеальное и реальное рабочее оборудование одноковшовых гидравлических экскаваторов: сравнение геометрических свойств // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2015. № 4. С. 209–215.

3. Зенкевич С.Л., Ющенко А.С. Основы управления манипуляционными роботами. М., 2004.

4. Смольников Б.А. Проблемы механики и оптимизации роботов. М., 1991.

5. Кобринский А.А., Кобринский А.Е. Манипуляционные системы роботов: основы устройства, элементы теории. М., 1985.

6. Побегайло П.А. Некоторые геометрические свойства рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень. Специальный выпуск. 2014. № 1.

7. Побегайло П.А. Рабочее оборудование одноковшовых гидравлических экскаваторов: исследование геометрических свойств // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2015. № 5. С. 212–225.

8. Побегайло П.А. Мощные одноковшовые гидравлические экскаваторы: выбор основных геометрических параметров рабочего оборудования на ранних стадиях проектирования. М., 2014.

9. Побегайло П.А. Решение прямой позиционной задачи для одноковшовых гидравлических экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2014. № 12. С. 193–197.

УДК 629.114.3
А.М. Абрамов
Новгородский государственный университет им. Ярослава Мудрого

Гидростатические системы управления длиннобазного автопоезда

В настоящее время в РФ растет потребность в перевозке длинномерных, тяжеловесных и крупногабаритных грузов. Для этих целей стали широко применяться многоосные длиннобазные полуприцепы и полуприцепы с телескопической рамой.

Если в странах ЕС действующие законодательные акты, строго регулирующие наружный и внутренний радиусы поворота ТС, ограничивают использование автопоездов с неуправляемыми осями как в городах, так и на второстепенных дорогах, то российские перевозчики приобретают и используют полуприцепы с системами управления часто лишь в ситуации физической невозможности проезда длиннобазного транспортного средства по дорогам общего пользования.

Необходимо также отметить и экономический аспект. Так, например, по расчетам голландской фирмы TRIDEC, использование на полуприцепе системы управления с поворотными осями или колесами позволяет снизить износ шин до 66 % [1].

Длительное время в нашей стране приоритет отдавался простым по конструкции и дешевым в изготовлении механическим системам управления.

Сегодня наиболее распространенными являются гидрообъемные (гидростатические) системы управления (ГССУ). В качестве преимуществ ГССУ следует отметить: удобство компоновки, возможность использования с телескопической рамой, возможность режима ручного управления, высокая надежность и относительно невысокая стоимость.

1. Конструктивное исполнение гидростатических систем управления

Для повышения маневренности и уменьшения износа шин сегодня используются системы управления, где колеса или оси полуприцепа поворачиваются на определенный угол, как правило, пропорционально углу складывания автопоезда (угол между продольной осью тягача и полуприцепа).

ГССУ относятся к «пассивным» системам управления, т. е. без усиления. Усилия, необходимые для поворота управляемых колес или осей, создаются задающими устройствами (гидроцилиндрами), в которых необходимое давление создается за счет боковых сил передних управляемых

© Абрамов А.М., 2016

колес тягача. При этом для сохранения управляемости автопоезда необходимо, чтобы выполнялось условие:

$$F_{y1} \cdot L_1 > M_{пр}, \quad (1)$$

где F_{y1} – суммарная боковая реакция передней оси тягача; L_1 – база тягача; $M_{пр}$ – приводной момент ГССУ (суммарный момент сопротивления повороту управляемых колес).

Применение поворотных осей упрощает конструкцию и позволяет использовать их при больших осевых нагрузках, при этом для поворота оси требуются меньшие приводные усилия. Однако в качестве недостатка стоит отметить, что при использовании поворотных осей требуются большие межосевые расстояния. Пример системы управления с поворотными осями представлен на рис. 1.

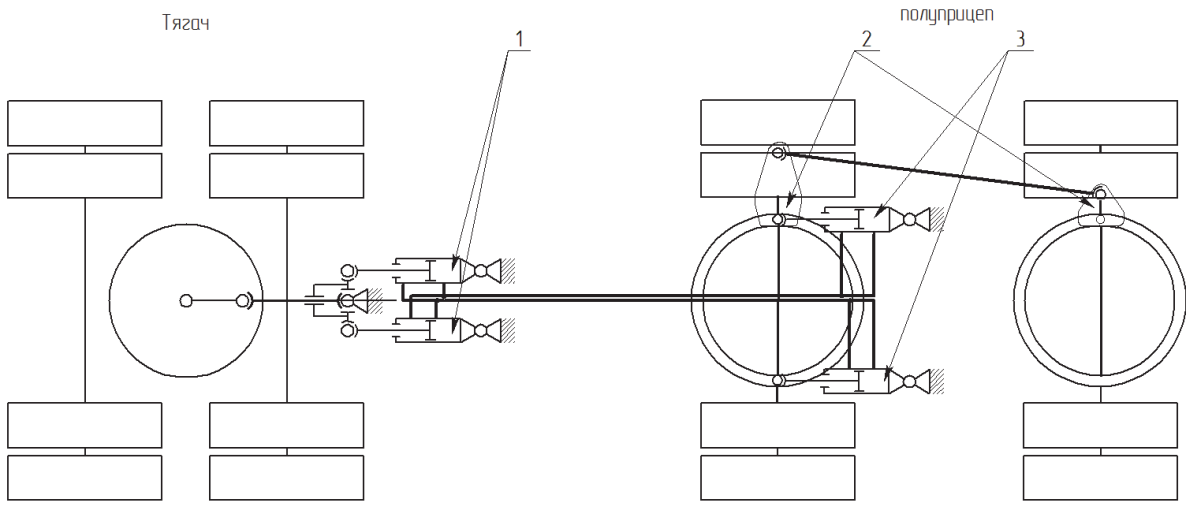


Рис. 1. Кинематическая схема автопоезда с управляемыми осями фирмы Tridec:
1 – задающие цилиндры; *2* – поворотные оси; *3* – исполнительные цилиндры

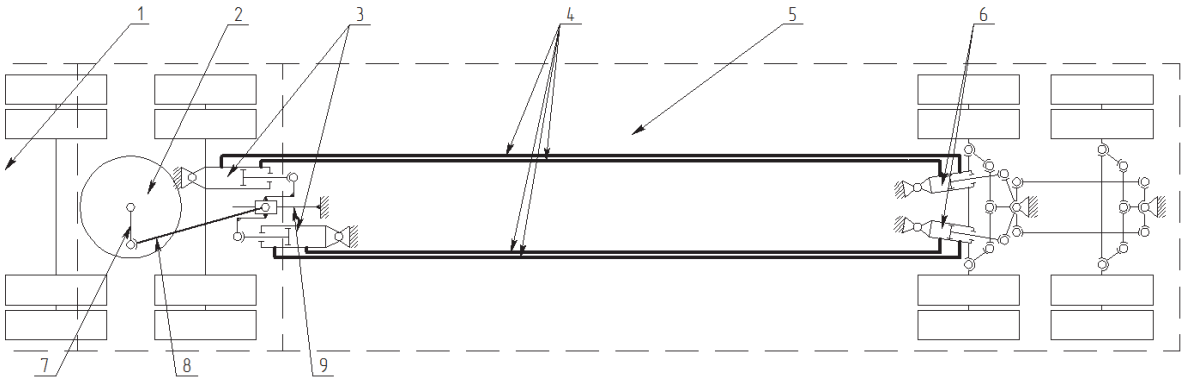


Рис. 2. Кинематическая схема ГССУ с поворотными колесами фирмы Tridec: 1 – тягач; 2 – седло тягача; 3 – задающие цилиндры; 4 – соединительные шланги; 5 – полуприцеп; 6 – исполнительные цилиндры; 7 – кривошип; 8 – тяга; 9 – направляющая

Управляемые колеса могут реализовываться как с зависимой подвеской в виде жесткой оси, так и с независимой подвеской. При этом для их установки требуются меньшие межосевые расстояния. Из минусов стоит отметить удорожание оси. Пример системы управления с поворотными колесами представлен на (рис. 2).

ГССУ имеет ряд преимуществ перед механической системой:

- высокий КПД;
- удобство компоновки;
- возможность использования с телескопической рамой;
- возможность режима ручного управления (при наличии гидростанции).

К недостаткам ГССУ следует отнести:

- возможность подтекания жидкости с последующим выходом из строя ГССУ;
- снижение КПД при низких температурах;
- увеличение стоимости транспортного средства.

2. Кинематический анализ систем управления

При выборе конструктивных параметров системы управления (СУ) исходят из условия обеспечения качения всех колес автопоезда при установившемся криволинейном движении по концентрическим окружностям с единым мгновенным центром поворота в точке *О*. На рис. 3 изображена расчетная схема поворота автопоезда с управляемым полуприцепом и механизм выбора конструктивных параметров системы управления. Автопоезд по европейским нормам должен вписываться в габаритную полосу движения шириной не более 7,2 м. На рис. 4 изображено положение управляемых осей ГССУ 4-осного полуприцепа, связанных механическим приводом.

Любой привод СУ характеризуется передаточным отношением $i_{пр}$, величина которого определяется согласно геометрическому соотношению

$$i_{пр} = \alpha_3/\alpha_2, \qquad (2)$$

где α_3 – усредненный угол поворота колес полуприцепа; α_2 – угол складывания автопоезда.

Все СУ делятся на системы с постоянным и переменным передаточным отношением $i_{пр}$. СУ с постоянным $i_{пр}$ имеет линейную зависимость между углом складывания и углом поворота управляемых колес, система переменным $i_{пр}$ обеспечивает нелинейную зависимость.

Если передаточное отношение в ГССУ − величина постоянная, т. е. $i_{пр}$ = const, то при движении автопоезда, даже на повороте 90°, у тележки полуприцепа наблюдается сдвиг траектории, во внешнюю сторону при входе в поворот и во внутреннюю при выходе из поворота. Сдвиг траектории негативно влияет на безопасность движения, особенно в условиях интенсивных транспортных потоков.

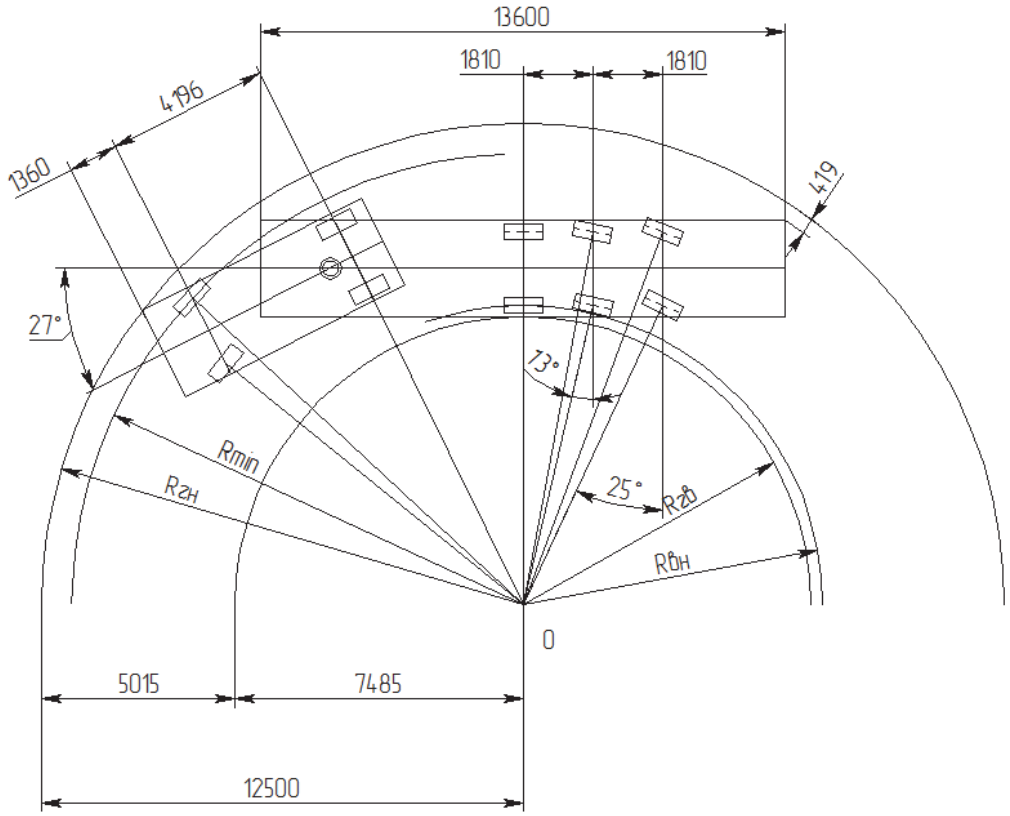


Рис. 3. Расчетная схема поворота автопоезда с управляемым полуприцепом

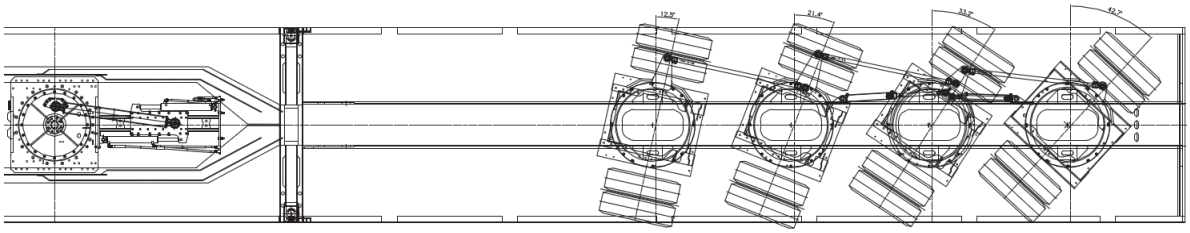


Рис. 4. Кинематика поворота 4-осного полуприцепа

В исследованиях [2–6] было доказано, что для улучшения маневренности автопоезда требуются СУ, передаточное отношение которых переменное. СУ с переменным передаточным отношением позволяет при определенных конструктивных параметрах и режимах движения достичь почти полного совпадения траектории движения тягача и полуприцепа.

Необходимо также отметить, что на траекторию движения автопоезда влияет угловая скорость поворота управляемых колес тягача и скорость движения. Для количественной оценки предложен режимный коэффициент $K_{\text{П}} = \dot{\theta}/V_a$ рад/м, представляющий собой отношение угловой скорости поворота управляемых колес тягача к скорости движения [7]. На рис. 5 показан характер изменения передаточного отношения СУ при входе и выходе из поворота в зависимости от режимного коэффициента $K_{\text{П}}$.

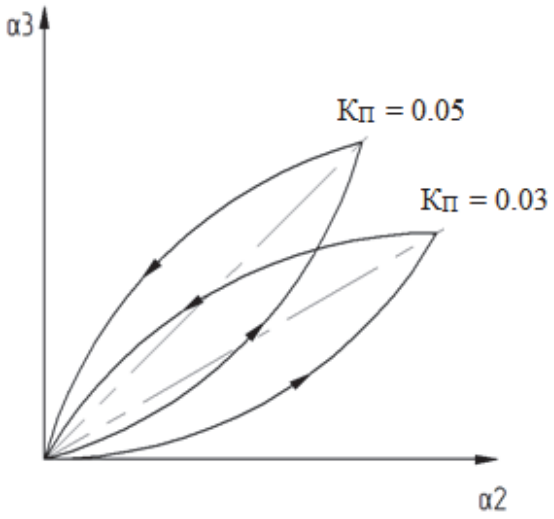


Рис. 5. Характер изменения передаточного отношения в зависимости от конструктивных параметров автопоезда и режимного коэффициента $K_П$

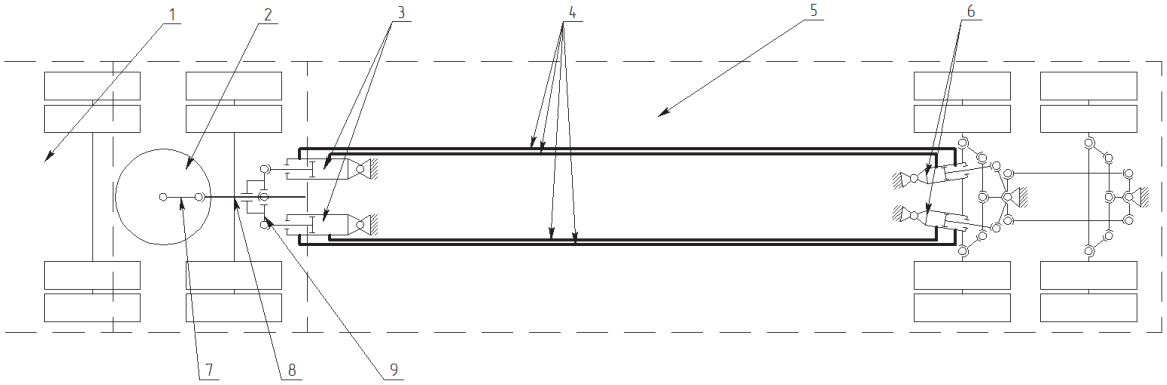


Рис. 6. Кинематическая схема ГССУ с переменным передаточным отношением
1 – тягач; 2 – седло тягача; 3 – задающие цилиндры; 4 – соединительные шланги; 5 – полуприцеп; 6 – исполнительные цилиндры; 7 – кривошип; 8 – телескоп; 9 – двуплечий рычаг

В качестве критерия оптимизации в СУ может быть использован сдвиг траектории полуприцепа относительно траектории тягача.

Конструктивно ГССУ с переменным передаточным отношением реализуются за счет кинематики механического привода задающих цилиндров.

На рис. 6 изображен пример реализации кинематической схемы ГССУ с переменным передаточным отношением.

Варьируя конструктивные параметры задающего механизма ГССУ, можно изменять характер изменения передаточного отношения СУ, при этом необходимо отметить, что данная система управления уменьшает выбег колес полуприцепа во внешнюю сторону при входе в поворот, но при выходе из поворота смещение сохраняется.

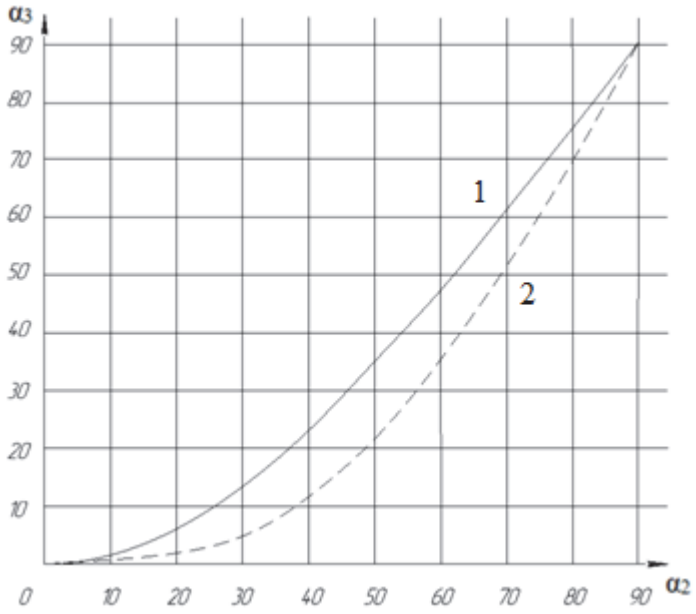


Рис. 7. График зависимости приведенного угла поворота колес полуприцепа от угла складывания автопоезда: 1 – $i_{пр}$ = const; 2 – $i_{пр}$ = *var*

Рис. 8. Четырехосный полуприцеп с телескопической рамой фирмы Meusburger – Новтрак, г. Великий Новгород

На рис. 7 изображен график зависимости угла поворота управляемых колес полуприцепа от угла складывания автопоезда при использовании ГССУ с постоянным и переменным передаточным отношением.

Поскольку оптимальное передаточное отношение привода СУ является функцией нескольких переменных, главными из которых являются радиус поворота и скорость движения автопоезда, то механические и гидростатические системы непосредственного воздействия лишь уменьшают сдвиг полуприцепа, а не обеспечивают полное следование колес по колее тягача. Для решения этих проблем необходимо использовать микропроцессорные электрогидравлические системы управления [8, 9].

На рис. 8 изображен четырехосный полуприцеп с телескопической рамой российского производства ОАО Meusburger – Новтрак г. Великий Новгород. На прицепе используется ГССУ, обеспечивающая выполнение европейских нормативов по размерам ГПД, что не только обеспечивает безопасность перевозок габаритных грузов, но и повышает конкурентоспособность прицепной техники отечественного производства.

При возрастающей потребности в перевозке длинномерных, тяжеловесных и крупногабаритных грузов наиболее перспективными для российских условий эксплуатации, особенно для Сибирского региона, следует считать многоосные длиннобазные полуприцепы и полуприцепы с телескопической рамой. В качестве системы управления длиинобазных полуприцепов наиболее целесообразно использовать ГССУ, которая существенно улучшает маневренность, повышает безопасность движения и отличается высокой надежностью и относительно невысокой стоимостью.

С п и с о к л и т е р а т у р ы

1. TRIDEC Poduct Flyer. URL: http://www.tridec.nl/en/products/hydraulic-steering-systems.html

2. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. М., 1967.

3. Колпаков А.П. Об угловом передаточном числе управляемых полуприцепов // Автомобильная промышленность. 1971. № 1. С. 29–31.

4. Сахно В.П. Разработка рекомендаций по оптимальной стратегии управления полуприцепами длиннобазных автопоездов. М., 1988.

3. 5.Фаробин Я.Е. Методика расчета углов поворота управляемых колес полуприцепа автопоезда // Автомобильная промышленность. 1972. № 11. С.7–8.

5. Mitschke M. Dynamik der Kraftfahrzeuge. VDI – Buch, 2004.

4. 7.Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. М., 1986.

7. ETS Trailer. VSE. URL: https://www.v-s-e.com/uploads/documents/ets_trailer _nl_2009.pdf

8. Jujnovich B.A., Odhams A.M.C., Roebuck R.L., Cebon D. Active Rear Steering Control of a Tractor. Semi-Trailer, AVEC '08.

УДК 625.76.08-047.36
К.П. Мандровский
Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет

Технический аудит и мониторинг эффективности эксплуатации дорожно-строительных машин

В некоторых условиях технический аудит можно рассматривать как логическое завершение процедуры мониторинга, представляющего собой аналитический блок создания рекомендаций в мониторинговой системе. Технический аудит позволяет исследовать объект на предмет выявления резервов повышения производительности и качества либо снижения затрат [1]. Под мониторингом можно понимать дистанционный способ контроля характеристик функционирования машин [2] с использованием систем автоматизированного сбора и переработки информации.

О потенциальном количестве выполненной работы за некоторый период времени можно судить по величине производительности, при этом будут иметь место экономические затраты. В качестве основного критерия оценки эффективности машин целесообразно использовать себестоимость единицы продукции с учетом затрат на владение (СЕПВ), представляющего собой соизмерение полезной работы с понесенными затратами, включая стоимость владения машиной, и рассчитываемого по специальной методике. Для данного критерия целесообразно ввести ограничения, связанные с безопасностью и качеством работ [3].

Варианты мониторинга

Предположим, фирма имеет широкий спектр деятельности в области строительства. В часть этого спектра входит множество вариантов объектов с земляными работами. Руководству фирмы необходимо определить характеристики идеальной машины (например, экскаватора). При этом нет уверенности в том, что задача имеет единственное решение, поскольку идеальных машин, в зависимости от условий, может оказаться несколько.

Идеальную машину нужно из чего-то выбрать. Можно выбрать из всего многообразия техники на рынке, можно создать массив всех принципиально возможных комбинаций, можно ограничиться объемом парка, который есть у предприятия. В результате будет иметь место выборка машин некоторого объема. В этом объеме будут наблюдаться сходные тенденции – общие свойства для части машин из выборки. Каждое из характерных свойств может дать преимущество в эксплуатации, поэтому характерные наборы свойств необходимо выделить и обосновать. Машины в выборке

© Мандровский К.П., 2016

окажутся сгруппированными по наборам свойств, каждая машина в группе может быть уникальной, но имеющей общее свойство для всей выделенной группы.

Сфера эксплуатации также характеризуется набором условий. Есть условия, возникающие в процессе работы машины; при обслуживании и ремонте; внешние – налоги, стоимость топлива и пр. Можно рассмотреть весь спектр условий производства строительных работ, существующих в регионе. Можно сделать массив всех принципиально возможных условий. Можно ограничиться набором условий, имеющих место на строительных объектах предприятия.

В итоге имеет место выборка условий и выборка машин. После этого необходимо произвести сопоставление одной выборки с другой и получить значения критерия, по которому можно судить о степени соответствия той или иной машины рассматриваемым условиям.

Машина производит полезную работу, за которую идут расходы. На данном уровне принятия решений (т. е. выборе машин под конкретные условия) необходим критерий себестоимости единицы продукции с учетом затрат на владение (СЕПВ).

Часть исходных данных невозможно получить без использования специальных средств. Этими данными не обладают даже заводы-производители. Поэтому здесь нужна система сбора (лучше – автоматизированного) и обработки информации. При этом сама процедура становится процедурой мониторинга, которая при выработке путей развития становится созвучной с процедурой технического аудита. Технический аудит становится заключительным элементом системы мониторинга. Такой вариант можно назвать *расширенным мониторингом технико-экономической эффективности* с использованием критерия СЕПВ.

Предположим, перед предприятием стоит задача выполнить некоторый объем работ. При этом дальнейшее выполнение таких работ не предполагается. В данном случае не имеет смысла рассматривать весь спектр условий, возникающих при эксплуатации. Также нет смысла тратить усилия на рассмотрение всего спектра свойств машин. Целесообразно выбрать машину из некоторого набора, имеющегося «под рукой».

Необходимо определить СЕПВ для каждой из машин, после чего произвести сравнение. Машина с лучшим значением критерия будет считаться наилучшей.

В таких условиях система сбора информации необходима, например, для того, чтобы задать величину производительности машины для условий, сходных с теми, что будут при выполнении работы. Необходим анализ базы данных по предыдущим строительным объектам машины и выбор необходимой информации. Данный вариант можно назвать *экспресс-мониторингом технико-экономической эффективности.*

Предположим, предприятие планирует оснастить технику новой системой. Система имеет некоторую стоимость, для ее использования необходимо переучить оператора, что составляет затратную часть. С другой стороны, присутствует полезный эффект – повышение производительности или качества работ либо снижение потребления расходных материалов и энергоресурсов.

Производительность дает больше продукта, качество дает лучший продукт – это повышает прибыль. Снижение потребления энергоресурсов высвобождает денежные средства и меньшую зависимость от организованности снабжения или объемов поставок энергоресурса.

В результате внедрения новой системы машина оказывается в иных условиях функционирования, создающих иную величину себестоимости единицы продукции. Если сравнить себестоимость «до внедрения» и себестоимость «после внедрения», то можно оценить целесообразность данной процедуры. Такой вариант можно назвать *мониторингом эффективности внедрения новых систем в управлении машинами*.

Предположим, производитель хочет понять, какие свойства необходимо заложить во вновь создаваемую машину (модель), чтобы она оказалась лучше машин аналогичного функционального назначения других марок.

Для этого необходимо обладать наборами информации для каждого из сравниваемых представителей, после этого создать набор данных для вновь создаваемой машины. Принцип создания этого набора не имеет значения, его можно создать путем усреднения, можно сделать это путем экспертного назначения характеристик.

После этого для рассматриваемой модели необходимо произвести варьирование всех пунктов исходной информации к расчету и осуществить анализ результатов по СЕПВ и другим целесообразным показателям (например, по годовому объему работ). По анализу выбранных показателей будет видно, какими должны быть пункты исходной информации (характеристики создаваемой машины) для того, чтобы она превосходила другие машины аналогичного назначения. Например, можно определить, на какую величину нужно снизить затраты времени на поддержание надежности, чтобы СЕПВ машины была лучше, чем у конкурентов. Это можно назвать *мониторингом эффективности с коррекцией параметров.*

Допустим, предприятие эксплуатирует подъемно-транспортные машины, а также землеройные машины с оборудованием, пригодным для выполнения подъемно-транспортных операций. При производстве таких работ на одном из первых мест стоит безопасность, по достижении которой можно рассматривать уже и другие показатели.

Оператору будет проще управлять машиной, если он будет уверен в том, что она не опрокинется. В то же время необоснованный запас устойчивости может снизить показатели функционирования. Если обеспечить безо-

пасность от опрокидывания с обоснованным запасом, то косвенным образом это может повлечь за собой и повышение прочих видов безопасности. В таких условиях можно с учетом специфики функционирования (режимов движения) составить грузовые диаграммы на базе условного угла раскачивания, определяемого свободными ходами в механической системе. На базе анализа диаграмм определить предельные кинематические характеристики режимов движения, дать рекомендации по допустимым повышениям кинематических параметров для различных элементов рабочего цикла (в основном транспортных перемещений) при выполнении конкретных видов работ.

Внедрение таких рекомендаций окажет влияние на производительность работ и себестоимость единицы продукции. Мониторинг в данном случае заключается в отслеживании реальных кинематических параметров движения и контроле за внедрением рекомендуемых. Такой вариант можно назвать *мониторингом безопасности транспортных перемещений грузов.*

Предположим, дорожно-эксплуатационное предприятие занимается содержанием городской сети дорог с оживленным движением. Все ресурсы светофорного и прочего регулирования исчерпаны, каждое препятствие на дороге приводит к сетевому распространению заторов. Наличие на дороге громоздких машин по ремонту и содержанию нежелательно, но неизбежно.

Можно ввести мероприятия, позволяющие сократить уровень помех со стороны таких машин основным участникам потока, что соответствует повышению безопасности эксплуатации. Если выбрать скоростной режим и допустимую дальность единовременного перемещения машины по дороге, то можно локализовать затор на участке, где находится машина, избежав сетевого распространения [4]. Такие мероприятия позволят снизить психологическую нагрузку на оператора, что в совокупности с обоснованным назначением скоростных режимов должно оказать влияние на качество работ и себестоимость обслуживания погонного километра дороги.

В данном случае необходимо отслеживать скопление заторов за дорожными машинами и оценивать эффект от рекомендации по выбору режимов движения, в этом и будет состоять функция мониторинга. Такой вариант можно назвать *мониторингом безопасности транспортных перемещений машин на дорогах общего пользования.*

Современные мониторинговые системы позволяют собирать данные по ряду направлений при отсутствии возможности алгоритмизированной совместной обработки собранных данных путем применения обобщающих показателей.

В качестве такого обобщающего показателя предлагается использовать себестоимость единицы продукции с учетом затрат на владение (СЕПВ) с учетом безопасности и качества работ. Расчет этого показателя позволяет выявить направления развития и экономии денежных средств. Такая процедура близка по своему содержанию к понятию технического аудита,

в то же время она является логическим завершением мероприятий мониторинга. Последнее позволяет связать мониторинг и технический аудит в единую систему управления эффективностью дорожно-строительных машин.

Список литературы

1. Вокина Е.Б. Основы промышленного и технического аудита // Вестник транспорта Приволжья. 2011. № 5 (29). С. 21–27.

2. Шестопалов К.К., Мандровский К.П. Обзор и анализ систем дистанционного контроля дорожных машин // Дорожная Держава. 2015. № 61. С. 34–37.

3. Мандровский К.П. Системы мониторинга в управлении эффективностью и техническом аудите дорожных машин // Технические науки в России и за рубежом. М., 2016. С. 75–78.

4. Мандровский К.П. Задачи оптимизации скоростного режима комбинированных дорожных машин (КДМ) и положения теории транспортных потоков // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета. 2014. № 4 (39). С. 32–38.

УДК 620.17

А.Х. Файзов, Л.А. Мамаев, С.Н. Герасимов
Братский государственный университет

Вибрационный валковый рабочий орган бетоноотделочной машины

Анализ процесса заглаживания, проведенный на основе литературных источников, показал, что сокращение времени заглаживания поверхностей незатвердевших железобетонных конструкций может быть достигнуто уменьшением количества проходов рабочего органа по обрабатываемой поверхности, а также увеличением скорости заглаживания без потери качества заглаживания за счет интенсификации процесса вибрационным воздействием.

Известны различные заглаживающие машины для обработки незатвердевших бетонных поверхностей сборных железобетонных изделий [1–7]. Недостатком известных устройств является невозможность обеспечить высокое качество обработки поверхностей изделий, высокая металлоемкость, энергоемкость. Технической задачей, решаемой предлагаемой конструкцией, является получение высокого качества обработки поверхностей изделий и снижение металлоемкости, энергоемкости, повышение производительности.

© Файзов А.Х., Мамаев Л.А., Герасимов С.Н., 2016

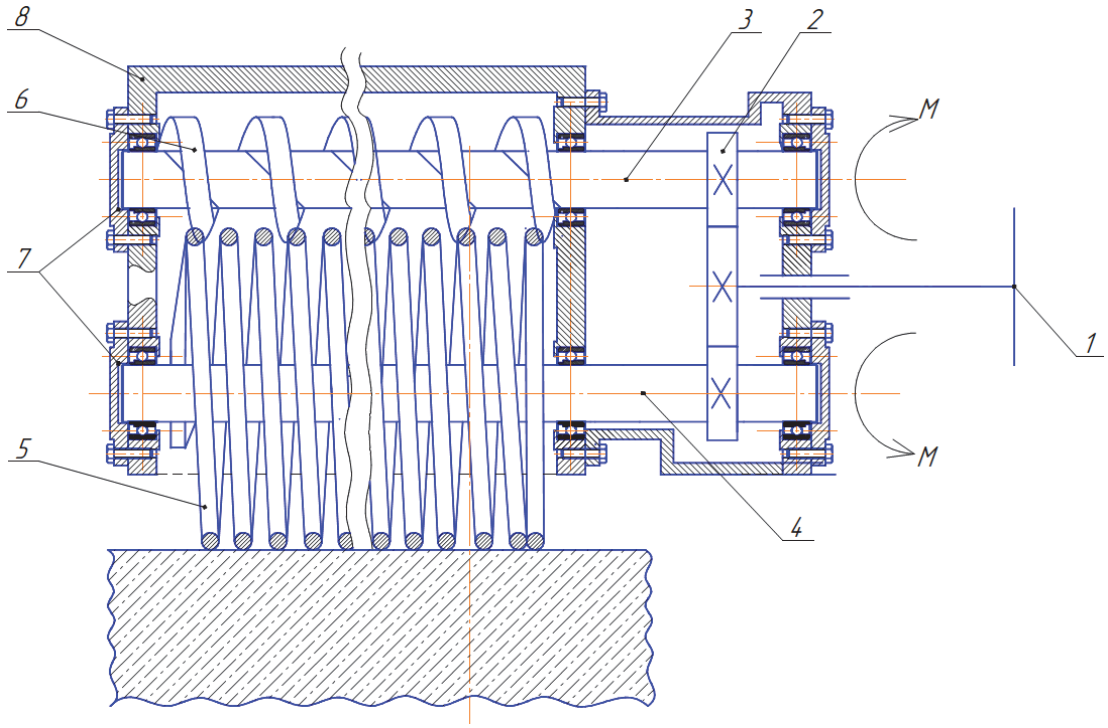


Рис. 1. Вибрационный валковый рабочий орган бетоноотделочной машины

На рис. 1 изображен продольный разрез вибрационного валкового рабочего органа бетоноотделочной машины. Рабочий орган состоит из электропривода *1*, редуктора *2*, верхнего вала *3* со шнеком *6* и нижнего вала *4* с пружиной *5*, крышки вала *7* и корпуса *8*.

Рабочий орган работает следующим образом: при включении электродвигателя установки вращение передается на редуктор, а от редуктора – на нижний вал с жестко закрепленной на нем пружиной и верхний вал с закрепленным на нем шнеком, который, вращаясь, сообщает волновые колебания на пружину, которая, вращаясь, нижней частью своих витков перемешивает верхний слой бетонной смеси. При таком воздействии рабочего органа на обрабатываемую поверхность происходит передача энергии колебаний нижележащим слоям бетонной смеси, при этом связи между частотами нарушаются, снижается сопротивление их сдвигу. Жесткая заглаживаемая поверхность приобретает подвижность, а зерна заполнителя и цемента получают возможность занять более устойчивое пространственное взаиморасположение, этим достигается плотная упаковка зерен заполнителя. Одновременно с этим из бетонной смеси отжимается некоторое количество воды. Преимуществом такой конструкции является высокое качество обработки жестких бетонных смесей, получение высокопрочного поверхностного слоя, наименьшая шероховатость, долговечность бетоноотделочной машины за счет снижения трения между ним и бетонной смесью, низкая энергоемкость.

Все валковые заглаживающие машины по форме рабочего органа можно разделить на три группы (рис. 2).

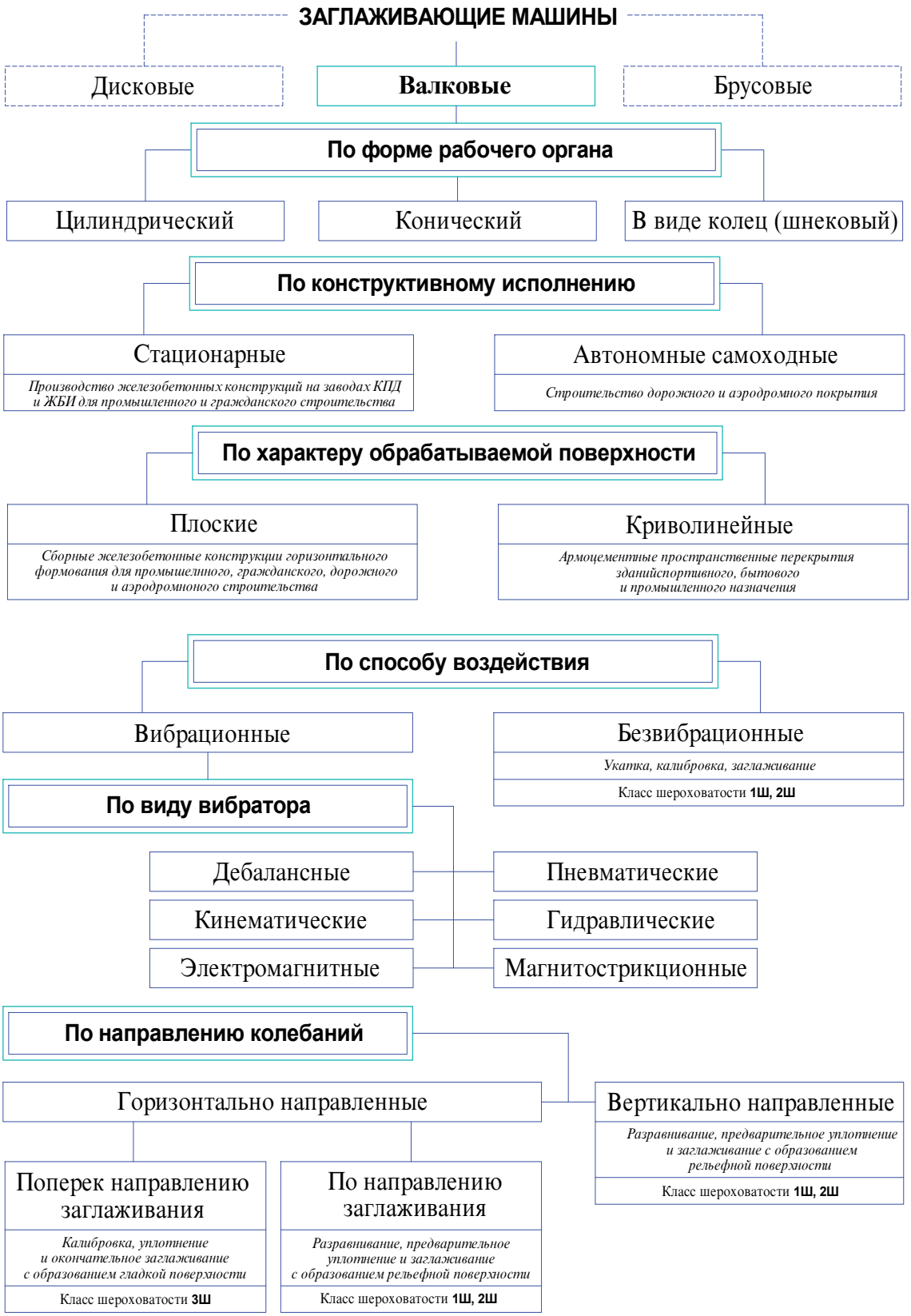


Рис. 2. Классификация валковых заглаживающих машин

К первой группе относятся машины с рабочим органом в виде цилиндра. Такой вид рабочего органа имеет преимущественное распространение. Вторую группу составляют машины с рабочим органом в виде усеченного конуса. Данный вид рабочего органа позволяет заглаживать обрабатываемую поверхность с равной заглаживающей способностью по всему фронту заглаживания. И к третьей группе относятся валковые заглаживающие машины с рабочим органом в виде колец или шнека. Такие машины предназначены для разравнивания и предварительного заглаживания поверхностей.

Вторую группу составляют машины с рабочим органом в виде усеченного конуса. Данный вид рабочего органа позволяет заглаживать обрабатываемую поверхность с равной заглаживающей способностью по всему фронту заглаживания.

И к третьей группе относятся валковые заглаживающие машины с рабочим органом в виде колец или шнека. Такие машины предназначены для разравнивания и предварительного заглаживания поверхностей.

По конструктивному исполнению валковые заглаживающие машины делятся на стационарные и автономные самоходные. Первые установлены на заводах крупнопанельного домостроения (ЗКПД) и железобетонных изделий (ЗЖБИ) и предназначены для производства железобетонных конструкций для промышленного и гражданского строительства. Вторые используются при строительстве дорожного и аэродромного покрытия.

Обрабатываемые валковыми заглаживающими машинами поверхности разделяются на плоские и криволинейные. В основном заглаживанию подвергаются плоские поверхности, которыми обладают основное большинство изделий из сборного железобетона. Криволинейными поверхностями обладают пространственные железобетонные конструкции для покрытия зданий. Они имеют скорее эстетическую направленность, дающую принципиально новые возможности в объемно-планировочных решениях для создания новых выразительных архитектурных форм.

По способу воздействия различают вибрационные и безвибрационные рабочие органы. Безвибрационные валковые рабочие органы выполняют укатку, калибровку и окончательное заглаживание уже уплотненных смесей. Вибрационные рабочие органы одновременно имеют возможность поверхностного уплотнения и заглаживания.

Направление колебаний валкового рабочего органа имеет важное значение для качества обрабатываемой поверхности. При вертикально и горизонтально направленных колебаниях по направлению заглаживания образуется рельефная поверхность. При таких колебаниях рабочего органа можно производить разравнивание, предварительное уплотнение и заглаживание поверхностей с получением шероховатой поверхности класса 2Ш. Обычно такие рабочие органы устанавливаются на заглаживающие маши-

ны в комбинации с рабочими органами, способными производить окончательное заглаживание (диски).

Использование валкового рабочего органа с горизонтально направленными колебаниями перпендикулярно направлению заглаживания позволяет производить одновременно калибровку, поверхностное уплотнение и окончательное заглаживание с образованием поверхности класса 3Ш.

Список литературы

1. Пат. 2266199 С1 Рос. Федерация; 20.12.2005; В 28 В 11/08.
2. Пат. 2147513 С1 Рос. Федерация; 20.04.2000; В 28 В 11/08.
3. Болотный А.В. Заглаживание бетонных поверхностей. Л., 1979.
4. Белокобыльский С.В. Динамика виброактивных систем и конструкций. Иркутск, 1988.
5. Мамаев Л.А., Ефремов И.М., Кононов А.А. Режимы заглаживания валковых рабочих органов, обеспечивающие качество обрабатываемой бетонной поверхности. Братск, 2000. С. 178–180.
6. Процессы взаимодействия рабочего органа машин с упруго вязкой средой / Л.А. Мамаев, А.Н. Зайцев, А.А. Кононов, С.Н. Герасимов // Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия. Орел, 2000. С. 90–94.
7. Герасимов С.Н., Коронатов В.А., Вельш Н.В. Дисковый рабочий орган бетоноотделочной машины с фрикционными автоколебаниями // Труды Братского государственного университета: Сер.: Естественные и инженерные науки – развитию регионов Сибири: в 2 т. Братск, 2013. Т. 1.

УДК 629.114.2:621.828.6

А.В. Кулабухов, В.В. Кутузов
Белорусско-Российский университет

О последовательности взаимодействия гусеничного трака с грунтом

Определение силы тяги по сцеплению гусеничного движителя сводится к суммированию сил тяги, реализуемой каждым траком в отдельности.

Порядок распределения продольных противодействий грунта передним граням грунтозацепов гусеничной цепи считается одним из основных характеристик при установлении силы тяги по сцеплению гусеничной машины. По сути, верное установление данного порядка считается главным шагом при разработке методики расчета совокупного противодействия, оказываемого грунтом на гусеничный движитель.

© Кулабухов А.В., Кутузов В.В., 2016

Проведенные исследования [1–5] свидетельствуют о том, что рассредоточение продольных противодействий грунта по передним граням грунтозацепов находится в зависимости от всевозможных эксплуатационных и конструктивных обстоятельств.

Отсюда следует то, что если известен порядок распределения усилий по грунтозацепам и сила тяги по сцеплению, реализуемая в наибольшей степени нагруженным траком, то возможно высчитать общую силу тяги по сцеплению всей гусеничной машины. Для этого проанализируем очередность действий, происходящих в грунте, расположенном перед наиболее нагруженным траком при постепенном усилении внешнего касательного воздействия, приложенного к нему.

Вплоть до преодоления внешним касательным воздействием величины силы трения опорной части трака и вершины грунтозацепа о грунт сдвига трака относительно опорной поверхности не происходит. При превышении данной величины начнется сдвиг трака, и дополнительное влияние на грунтозацеп начнет оказывать сила, образующаяся из-за деформации грунта.

В многочисленных трудах говорится о том, что разрушение грунта грунтозацепом во многом подобно процессу резания [6, 7]. По этой причине с целью расчета силы, действующей на переднюю грань грунтозацепа, возможно применять утверждения [8–11], рассматривающие процесс разрушения грунта надвигающимся на него элементом, состоящим, по крайней мере, из двух стадий.

При расчете первоначальной стадии разрушения будем применять утверждения теории пассивного давления грунта на подпорные стенки. В нашем случае подпорной стенкой будет являться передняя грань грунтозацепа. Сущность подобных расчетов сводится к установлению давления, действующего со стороны передней грани грунтозацепа, и положения возникнувшей в грунте площадки скольжения при известных граничных условиях на удерживающей поверхности грунта.

Рассматривая первичное разрушение грунта, очень важно иметь в виду то, что есть определенная вероятность мгновенного сдвига в целом «кирпича» грунта, находящегося среди грунтозацепов. Данное явление допустимо, в случае если сила, требуемая для среза «кирпича» грунта, станет меньше силы, при которой появляется первичная площадка скольжения, и кроме того, в случае, если первичная площадка скольжения выйдет за границы удерживающей плоскости грунта.

В случае если подобного среза «кирпича» грунта не происходит, при последующем увеличении внешней касательной силы начинается последующая (2-я) стадия разрушения.

Данная стадия обладает своими характерными чертами, предопределенными тем, что, в отличие от процесса резания, отделенная призма грунта лишена возможности вертикального перемещения.

В период 2-й стадии происходит рост области предельного напряженного состояния грунта, ограниченной первичной площадкой скольжения вплоть до какого-то нового положения данной площадки, которое обеспечивает устойчивость грунта от последующего разрушения [11]. При этом из-за увеличения давления на наиболее крутых участках площадки скольжения происходит ее существенное выпрямление.

При расчетах 2-й стадии следует, во-первых, осуществлять контроль положения площадки скольжения, характеризуемый углом ее наклона, относительно критического значения.

Кроме того, нужно контролировать устойчивость грунта у задней грани грунтозацепа от разрушения силой со стороны опорной части трака [7].

Подводя итоги, можно сказать, что внешняя касательная сила, приложенная к траку, может увеличиваться до тех пор, пока либо полностью не будет использована несущая способность грунта и произойдет его срез между соседними грунтозацепами, либо произойдет выклинивание трака на вытесняемой призме грунта при условии, что сила, действующая со стороны вытесняемой призмы на опорную часть трака, превысит силу тяжести трактора, приходящуюся на один трак.

Список литературы

1. Гуськов В.В. Тракторы: в 2 ч. Минск, 1977. Ч. 2.

2. Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.А. Тракторы. М., 1988.

3. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М., 1975.

4. Львов Е.Д. Теория трактора. М., 1960.

5. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М., 1972.

6. Ксеневич И.П., Скотников В.А., Ляско М.И. Ходовая система – почва – урожай. М., 1985.

7. Скотников В.А. Пономарев А.В., Климанов А.В. Проходимость машин. Минск, 1982.

8. Берестов Е.И., Щемелев А.М. Аналитическое определение угла скола стружки грунта // Исследование и испытание дорожных и строительных машин. Омск, 1980. С. 68–78.

9. Берестов Е.И. Математическое моделирование рабочих процессов землеройных машин // Экология и ресурсосбережение. Могилев, 1993. С. 156.

10. Берестов Е.И. Математическое моделирование рабочих процессов ЗТМ на примере скрепера // Создание ресурсосберегающих машин и технологий. Могилев, 1996. Ч. 2. С. 36.

11. Берестов Е.И. Кулабухов А.В., Печковская О.Е. Исследование разрушения грунта траками гусеничных машин // Механизация строительства. № 10. М., 2014. С. 21–25.

УДК 629.73
Г.А. Кузнецов, А.В. Ковалев
Сибирский федеральный университет

Применение двухтактных двигателей со встречно движущимися поршнями

Более 150 лет двигатели внутреннего сгорания исправно служат человечеству. Для успешного подъема российской экономики необходимо развитие различных видов транспорта. Значительным препятствием в этом развитии является отсутствие нужных типоразмеров двигателей.

В последние годы возрос интерес к двухтактным двигателям со встречно движущимися поршнями. Первый патент на такой двигатель был выдан еще в 1877 г. Через три года немецкий инженер Гуго Юнкерс создал удачную конструкцию двигателя в стационарном исполнении. Последующее ее совершенствование привело к созданию в 1930–1940-х гг. семейства авиационных двухтактных дизелей Jumo 204-207. Двигатели устанавливались на самолеты Ju-86, Do-18, He-130 и др. В 1950-х гг. в СССР были разработаны танковые и тепловозные двухтактные дизели со встречно движущимися поршнями [1].

В настоящее время работы по двухтактным двигателям со встречно движущимися поршнями ведутся по двум направлениям: двигатели для стационарных и мобильных агрегатов (электрогенераторов, насосов и др.); силовые установки для летательных аппаратов.

На кафедре ДВС Уфимского государственного авиационного технического университета под руководством д.т.н., профессора Б.П. Рудого проводятся работы по созданию экологически чистого двухтактного двигателя со встречно движущимися поршнями и синхронизацией коленчатых валов зубчатым ремнем для энергетики, транспорта и средств малой механизации. Совместно с уральскими предприятиями осваивается производство двигателей «ЭМ-42» и «Сивка» мощностью 1–3 кВт, массой 3,9–6,5 кг; «ЭМ-100» и «Буян» мощностью 5–9 кВт, массой 9 кг и др. Двигатель «ЭМ-42-В» был представлен на XIX Международной выставке «Двигатели-2006» (г. Москва).

Английская фирма Diesel Air Limited разработала авиационный дизельный двухтактный двухцилиндровый двигатель со встречно движущимися поршнями Dair-100 с рабочим объемом 1810 см^3, мощностью 100 л.с. и массой 93 кг для использования на легких самолетах и дирижаблях. В 2010-х гг. создан авиационный дизельный двухтактный трехцилиндровый двигатель со встречно движущимися поршнями Gemini-100 с рабочим объемом 1600 см^3, мощностью 100 л.с. и массой 71 кг.

© Кузнецов Г.А., Ковалев А.В., 2016

В 1990-х гг. на предприятии «Рыбинские моторы» разработан авиационный дизельный двухтактный трехцилиндровый двигатель со встречно движущимися поршнями ДН-200 с рабочим объемом 1656 см^3, мощностью 200 л.с. и массой 160 кг. Двигатель предназначен для легкого четырехместного коммерческого самолета Як-112 [2]. Двигатель ДН-200 может использоваться для спортивных самолетов, глиссеров, катеров, аэросаней и автомобилей.

В отечественной и зарубежной литературе уже немало говорилось об активном развитии беспилотных летательных аппаратов (БЛА) с поршневыми двигателями. С начала 1990-х гг. в мире наблюдается повышенный интерес к данной авиационной технике.

В Московском авиационном институте кафедрами 201 и 602 совместно с ООО «2Т-Инжиниринг» был разработан двухтактный двигатель со встречно движущими поршнями «МАИ 15х2». Разработчики: А.В. Батенин, Вал.П. Зуев, Вл.П. Зуев, И.С. Табачук. Двигатель двухцилиндровый двухвальный воздушного охлаждения с синхронизацией между валами зубчато-ременной передачей, с рабочим объемом 30 см^3, мощностью на старте 2,8 л.с. при 11 000 об/мин, массой 1,4 кг, с калильным зажиганием и топливом – «метанол-5». Двигатель предназначался для БЛА взлетной массой до 8 кг [3]. Двигатель был представлен на XI Международном салоне «Двигатели-2010» (г. Москва).

Применение для БЛА двухтактных двухвальных двигателей со встречно движущимися поршнями позволило снизить уровень вибрации и массу, а также без искажений передавать информацию на пункты управления.

В Институте горного дела, геологии и геотехнологий СФУ (директор д.г.-м.н., профессор В.А. Макаров) создан БЛА «Мурена» для аэромагнитометрической геофизической съемки. В 2009 г. БЛА демонстрировался на выставке «Геофорум» (г. Красноярск). БЛА имел двухтактный двухцилиндровый оппозитный чешский двигатель марки ZDZ 80B2-RV мощностью 9 л.с. Максимальная взлетная масса БЛА 25 кг, масса полезной нагрузки 5 кг.

При институте создано научно-производственное предприятие «Автономные аэрокосмические системы – ГеоСервис». На предприятии организован выпуск БЛА «Дельта» с электроприводом и взлетной массой 5,5 кг. Для транспортирования исследовательского оборудования большей массы создается БЛА «Гамма» больших размеров со взлетной массой порядка 60 кг. Для этого летательного аппарата необходим двигатель мощностью 12–18 л.с.

В качестве двигателей для БЛА, как показали исследования [4], используются поршневые, газотурбинные и электрические двигатели. Самыми распространенными являются поршневые двигатели. Они устанавливаются примерно на 80 % БЛА самолетного типа и примерно на 60 % БЛА вертолетного типа. Более 50 % из установленных на БЛА поршневых двигателей составляют двухтактные двигатели с диапазоном мощностей от 1 до 120 л.с.

В России направление двухтактных двигателей практически не развивается, в отличие от зарубежных стран, где технологии их создания стимулируются развитием сверхлегких летательных аппаратов (СЛА), обладающих большим спросом на рынке авиационной техники. На российские БЛА ставятся в основном зарубежные (немецкие, австрийские, японские, чешские, китайские и др.) двигатели. Исключение составляют двухтактные двигатели, разработанные в ОКБ им. Н.Д. Кузнецова (г. Самара).

В СФУ вот уже несколько лет ведутся разработки двухтактного двигателя со встречно движущимися поршнями. Конструкция двигателя защищена патентом [5]. Двигатель имеет простую и недорогую в изготовлении конструкцию. Простота конструкции состоит в том, что основные узлы и детали применены от двигателя бензопилы МП-5 «Урал-2Т». Двигатель воздушного охлаждения двухцилиндровый двухвальный с механической синхронизацией между валами при помощи зубчатой передачи.

Двигатель имеет следующие основные технические характеристики: рабочий объем двигателя 218 $см^3$, расчетная максимальная мощность 16 л.с. при 6000 об/мин, масса 13 кг, зажигание искровое, топливо – бензин А-92. Силовая установка оснащена зубчатой передачей со сменными зубчатыми колесами, воздушным винтом с диаметром 1240 мм.

Разрабатываемый двухтактный двигатель планируется применить как для БЛА, так и для СЛА, например для мотопарапланов. Мотопараплапланы представляют собой демократичный вид авиации. Демократичность проявляется в доступности летательных аппаратов разным слоям общества. Стоимость мотопараплана сопоставима со стоимостью мотоцикла. Полеты на мотопарапланах чрезвычайно популярны во всем мире.

В России с 2006 г. возродились слеты любителей авиации. В Красноярске существуют энтузиасты, популяризирующие российскую авиацию и вовлекающие в ее ряды молодежь. На аэродроме «Кузнецово» проходят обучение летному мастерству пилоты частной авиации. Ежегодно в августе на этом же аэродроме «Салон частной авиации «Кузнецово» проводит праздничные мероприятия, посвященные дню Воздушного флота России. На авиашоу демонстрируются полеты различной авиационной техники, пилотами выполняются фигуры высшего пилотажа.

Вовлечение молодежи в авиацию, помимо энтузиастов, общественных и частных организаций, осуществляет и Сибирский федеральный университет, в котором есть секция парапланеристов. В Военно-инженерном институте СФУ (директор д.т.н., военный летчик России Е.Н. Гарин) в 2014 г. создан аэроклуб и в настоящее время планируется от наземного обучения перейти к учебным полетам. В институте рассматривается вопрос об открытии направления по подготовке операторов БЛА.

Моторные СЛА (в настоящее время это мотопарапланы, паралеты, мотодельтапланы, дельталеты, мотопланеры, самолеты, гидросамолеты, экра-

нолеты, автожиры, вертолеты) с поршневыми двигателями существуют уже более 100 лет, в то же время в России до сих пор не решена проблема создания для них очень легких и мощных двигателей. В качестве двигателей для моторных СЛА, как показали исследования [6], используются двухтактные и четырехтактные поршневые двигатели воздушного и жидкостного охлаждения. Самыми распространенными являются двухтактные двигатели воздушного охлаждения. Они устанавливаются примерно на 80–90 % моторных СЛА. Диапазон мощностей довольно широкий – от 5 до 150 л.с.

В настоящее время следует отметить острый дефицит для отечественных СЛА двухтактных двигателей воздушного охлаждения всех классов мощности. Имеющиеся в ограниченном количестве двухтактные двигатели (РМЗ-640 и РМЗ-500) обладают крайне неудовлетворительными характеристиками по удельной массе, расходу топлива и токсичности выпускных газов. Рынок заполнен двигателями зарубежного производства.

Российский рынок самый перспективный для БЛА и моторных СЛА. Главными покупателями могут быть газовые и нефтяные компании, МО, МЧС, МВД, общественные организации, например ДОСААФ, аэроклубы и даже частные лица.

На сегодняшний день в России разработаны и продолжают разрабатываться десятки моторных СЛА, проблема их массового производства остается актуальной. Массовое производство, продажа и обслуживание моторных СЛА и двухтактных двигателей к ним могут служить важным источником пополнения бюджета Российской Федерации.

Массовое производство в России моторных СЛА поможет молодежи в освоении воздушного пространства, поднимет авиа- и двигателестроение на высокий научно-технический уровень, возродит былое значение авиации в жизни великой страны, у которой самое большое в мире небо.

Список литературы

1. Pirault J.-P., Flint M. Opposed Piston Engines: Evolution, Use and Future Applications. SAE International, Warrendale, PA, USA, 2010.

2. Котельников В.Р. Отечественные авиационные поршневые моторы (1910–2009). М., 2010.

3. Батенин А.В., Кузнецов Г.А. Применение двухтактных двигателей на беспилотных летательных аппаратах // Решетневские чтения: в 2 ч.; под общ. ред. Ю.Ю. Логинова. Ч. 1. Красноярск, 2010. С. 101–102.

4. Кузнецов Г.А. Беспилотные летательные аппараты с поршневыми двигателями. Компоновки и конструкции. М., 2010.

5. Патент 2 529 290 РФ, F02B75/28, F02B61/04. Двигатель внутреннего сгорания (варианты) / Г.А. Кузнецов. Заявка № 2013101371; заявл. 10.01.2013, опубл. 27.09.2014. Бюл.27.

6. Кузнецов Г.А. Сверхлегкие летательные аппараты с двухтактными двигателями воздушного охлаждения. Компоновки и конструкции. М., 2015.

УДК 62-76
К.Н. Горянский, С.В. Дзюбан
Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет
ООО «Русский сертификационный центр»

Перспективы применения композиционных материалов на основе дисперсных полимеров в конструировании и производстве транспортно-технологических машин (ТТМ)

Для ТТМ, работающих в тяжелых климатических условиях, необходимо использовать конструкционные материалы, которые были бы стойкими в определенных климатических условиях и обладали заданными свойствами [1].

Композиционный материал/композит – неоднородный сплошной материал, состоящий из двух или более компонентов, среди которых можно выделить армирующие элементы, обеспечивающие необходимые механические характеристики материала, и матрицу (или связующее), обеспечивающую совместную работу армирующих элементов.

Механическое поведение композита определяется соотношением свойств армирующих элементов и матрицы, а также прочностью связи между ними. Эффективность и работоспособность материала зависят от правильного выбора исходных компонентов и технологии их совмещения, призванной обеспечить прочную связь между компонентами при сохранении их первоначальных характеристик.

В результате совмещения армирующих элементов и матрицы образуется комплекс свойств композита, не только отражающий исходные характеристики его компонентов, но и включающий свойства, которыми изолированные компоненты не обладают. В частности, наличие границ раздела между армирующими элементами и матрицей существенно повышает трещиностойкость материала, и в композитах, в отличие от металлов, повышение статической прочности приводит не к снижению, а, как правило, к повышению характеристик вязкости разрушения.

Преимущества композиционных материалов:

- высокая удельная прочность;
- высокая жесткость (модуль упругости 130–140 ГПа);
- высокая износостойкость;
- высокая усталостная прочность.

Причем разные классы композитов могут обладать одним или несколькими преимуществами. Некоторых преимуществ невозможно добиться одновременно.

© Горянский К.Н., Дзюбан С.В., 2016

Недостатки композиционных материалов:

- высокая стоимость;
- анизотропия свойств;
- повышенная наукоемкость производства, необходимость специального дорогостоящего оборудования и сырья, а следовательно, развитого промышленного производства и научной базы страны.

Все композиционные материалы состоят из матрицы и наполнителей.

Матрицей называют компонент, который связывает разнородные материалы, позволяет изготовить изделие необходимой формы, воспринимает и перераспределяет нагрузки на наполнитель от внешних нагрузок, прикладываемых к несущему упрочняющему компоненту.

Композиционные материалы разрабатываются с металлической или неметаллической матрицей: а) в качестве металлической матрицы используют алюминий, магний, медь, железо, никель, вольфрам, кобальт, титан и различные сплавы; б) неметаллические матрицы: полимерные (эпоксидные, фенолформальдегидные, полиамидные и др.), углеродные и керамические материалы, глины, цемент.

Наполнители, распределенные в связующем, оказывают определяющее влияние на свойства композита. Они являются разделенными компонентами и играют усиливающую или армирующую роль. В качестве наполнителя, как правило, используют более прочное вещество: металлы – компактные, порошковые и чешуйчатые, ткани из различных материалов, картон, бумага, древесная мука, волокна асбеста, очесы хлопка и льна, солома, волокна растений, графит, тальк, технический углерод, силикаты, кварц, стекло, полимеры, нитевидные кристаллы и усы. Наполнитель может быть порошковым, волокнистым, пластинчатым.

В зависимости от характера взаимодействия с материалом матрицы наполнители подразделяют на инертные и активные (упрочняющие).

Классификация композиционных материалов представлена в табл. 1.

Сочетание полимеров с наполнителями позволяет получать материалы с совершенно новыми эксплуатационными свойствами, которые можно задавать на этапах конструирования и производства ТТМ. Наполнители способны оказывать разнообразное воздействие на полимеры, обусловливающие высокую эффективность их использования [3].

Введение наполнителей в полимеры преследует, как правило, одну из следующих трех целей:

1) повышение механической прочности и твердости полимеров;

2) снижение себестоимости полимерных материалов;

3) придание полимерам специальных свойств (понижение горючести, повышение фрикционных или антифрикционных, электрических, теплофизических, адгезионных и других характеристик).

Таблица 1

Классификация композиционных материалов [2]

По составу матриц и наполнителей	По форме наполнителей	По схеме армирования	По структуре системы «матрица – наполнитель
Полиматричные композиты с комбинированными матрицами, состоящими из чередующихся слоев (двух или более) различного химического состава	Нульмерные (зернистые), с помощью которых получают дисперсно-упрочненные композиты	Нульмерные (зернистые) наполнители (армирование древесной мукой, графитом, слюдой, гравием, асбестом и др.)	Неметаллическая матрица – неметаллический наполнитель
Полиармированные композиты с несколькими типами наполнителей, которые дополняют свойства друг друга	Одномерные, которые используют для создания волокнистых композитов	Нуль- и одномерные наполнители одновременно (хаотичное армирование, например, железобетона)	Неметаллическая матрица – металлический наполнитель
	Двумерные, используемые при получении слоистых композитов; с трехмерным (объемным) армированием	Одномерные наполнители (одномерное армирование, например, непрерывными или прерывистыми борными, стеклянными или углеродными волокнами лент, пластин, листов)	Металлическая матрица – неметаллический наполнитель
		Двумерные наполнители (армирование волокнами, которые образуют чередующиеся перпендикулярные слои; использование тканевых слоев; использование сплошных слоев из бумаги, картона, шпона)	Композиты с керамическими наполнителями (карбиды, оксиды, нитриды, бориды)
		Пространственные наполнители (армирование однонаправленными непрерывными волокнами, образующими пространственно разделенные перпендикулярные слои)	Металлическая матрица – металлический наполнитель

Повышение твердости и модуля упругости полимеров является универсальным свойством всех твердых дисперсных наполнителей. Поэтому наполнители нашли широкое применение для повышения этих свойств как у термопластов, так и у реактопластов.

Подавляющее большинство наполнителей является в несколько раз более дешевым материалом, чем полимер. Поэтому замена части объема полимерной матрицы частицами наполнителя может привести к существенному удешевлению полимерных материалов. Однако при подсчете экономической выгоды использования наполнителя следует учитывать затраты на смешение компонентов композита и изменение затрат энергии и времени на переработку полученных композитных материалов.

Современные знания о композиционных материалах на основе дисперсных полимеров позволяют конструировать детали и механизмы с заданными свойствами, которые соответствуют современным техническим требованиям, предъявляемым к ТТМ.

Список литературы

1. ГОСТ 15150-69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды.

2. Композиционные материалы в машиностроении / сост. В.В. Евстифеев, В.И. Матюхин, В.В. Акимов. Омск, 2012.

3. Довгяло В.А., Юркевич О.Р. Композиционные материалы и покрытия на основе дисперсных полимеров. Технологические процессы. Мн., 1992.

УДК 629.331

Д.В. Копченко, Ю.И. Нагайцева
Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет
ООО «Русский сертификационный центр»

Обзор видов лакокрасочных материалов, применяемых на транспортно-технологических машинах

Прежде чем рассмотреть виды ЛКМ, применяемые на ТТМ, хотелось бы определить основные цели окрашивания поверхностей:

- защита от внешних воздействий;
- эстетический эффект;
- идентификация.

© Копченко Д.В., Нагайцева Ю.И., 2016

К базовым компонентам ЛКМ относятся:

1) смола;
2) пигмент;
3) растворитель;
4) добавки.

Однако не обязательно, чтобы все компоненты присутствовали в готовых продуктах. Например, почти все лаки являются бесцветными, соответственно, непигментированными.

Смолы классифицируют по происхождению:

- Естественные/натуральные (в основном выделенные из растений).
- Синтетические (синтезированы человеком).

Помимо этого, они различаются по отношению к нагреванию:

- Термопластичные полимеры – линейные полимеры, способны обратимо размягчаться при нагреве и отверждаться при охлаждении, сохраняя основные свойства. Переход в пластичное состояние связан с тем, что межмолекулярные и водородные связи между цепями полимеров разрываются при умеренном повышении температуры (нитроцеллюлоза, термопластический акрил).
- Термореактивные полимеры – пространственные полимеры с жестким каркасом, которые, будучи отверждены, не переходят при нагреве в пластичное состояние. При повышении температуры они претерпевают деструкцию (химическое разложение) и загораются (карбамидные полимеры, фенолформальдегидные и эпоксидные смолы, аминоалкид, двухкомпонентный полиуретан, термореактивный акрил).

Классификация полимеров/смол по типу химической реакции, используемой для получения: полимеризационные, поликонденсационные.

Полимеризация – процесс образования макромолекул из молекул низкомолекулярного вещества (мономера), содержащего кратные связи.

Поликонденсация – процесс образования макромолекул из молекул низкомолекулярного вещества (мономера), содержащих две или более функциональные группы, сопровождающийся выделением воды, аммиака или др. веществ.

Растворитель является жидкостью, которая растворяет смолы и облегчает смешивание пигментов и смол в процессе приготовления красок.

Пигменты – это мелкодисперсные неорганические или органические, нерастворимые в дисперсионных средах вещества, способные образовывать с пленкообразователями защитные, декоративные или декоративно-защитные покрытия. Придают материалам непрозрачность, цвет, противокоррозионные и другие свойства [5].

В таблице представлены основные добавки, присутствующие в ЛКМ, для улучшения характеристик.

На данный момент не существует такого универсального материала, который сочетал бы в себе адгезионные свойства грунта и его выравнивающие способности, а также декоративные и прочностные характеристики верхних покрытий (лака и краски) [4]. Именно поэтому мы и говорим о послойном формировании лакокрасочного покрытия, отвечающего всем предъявляемым к нему требованиям.

Таблица 1

Основные добавки в ЛКМ

Отвердители	Служат для упрочнения и укрепления слоя краски
Наполнители	Определяют структуру поверхностного слоя, его шероховатость и зернистость
Эластификаторы	Определяют эластичность и пластичность лакокрасочного покрытия
Загустители	Улучшают процесс окраски и предотвращают потеки и наплывы
Смачиватели	Улучшают гомогенизацию прочих составных частей
Дисперсаторы	Уменьшают образование комков и сгустков в краске
Антиседиментаторы	Предотвращают выпадение пигмента в осадок
Эмульгаторы	Улучшают процесс смешивания составных частей краски

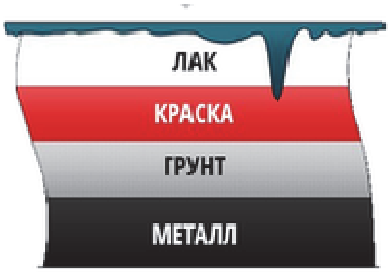


Рис. 1. Структура ЛКП

Краска (эмаль базовая) предназначена для защиты и создания эстетического эффекта покрытий металлических и пластмассовых деталей автомобиля или ТТМ. Базовая эмаль обеспечивает хорошую укрывистость, отличается удобством нанесения, небольшим временем сушки.

Лаки – растворы смол (натуральных или синтетических) в различных растворителях (углеводороды, ацетон, вода, этанол, олифы или эфирные масла) до жидкой или полужидкой консистенции, которые, просыхая в тонком слое, находящемся на каком-либо предмете, образуют прочную пленку (как правило, прозрачную, в отличие от краски), хорошо противостоящую различным внешним физико-химическим воздействиям.

Грунтовка (грунт) – суспензия пигмента или смеси пигментов и наполнителей в связующем веществе. Образует после высыхания однородную непрозрачную пленку с хорошей адгезией к подложке (адгезия – прилипание, сцепление) [3]. Грунтовки образуют нижние слои покрытий, создавая надежное сцепление верхних слоев покрытия с окрашиваемой поверхностью. Кроме того, они защищают металл от коррозии, закрывают

поры материала, выравнивают и создают однородную поверхность перед окраской.

Технологические процессы получения лакокрасочных покрытий разнообразны. Это связано с функциональным назначением окрашиваемого изделия, условиями его эксплуатации, характером окрашиваемой поверхности, применяемыми методами окрашивания и формирования покрытий.

Процесс получения лакокрасочного покрытия заключается в осуществлении следующих обязательных стадий:

- подготовка поверхности перед окрашиванием;
- нанесение лакокрасочного материала;
- отверждение лакокрасочного материала.

При нанесении лакокрасочного покрытия на поверхность большое значение имеет его вязкость. Условную вязкость определяют вискозиметром. Условной вязкостью лакокрасочных материалов называют время непрерывного истечения в секундах определенного объема материала через калиброванное сопло [1].

Важнейшим технологическим показателем является укрывистость (ГОСТ 8784–75) лакокрасочного материала, характеризующая расход лакокрасочного материала на 1 $м^2$ окрашиваемой поверхности. Значение этого показателя определяет равномерность нанесения слоя лакокрасочного материала, что обусловливает его экономическую эффективность.

Укрывистость зависит от оптических свойств пигмента, его дисперсности и объемной концентрации в связующем компоненте, а также степени дисперсности лакокрасочного материала. Существенное влияние на укрывистость оказывают также химический состав и цвет пленкообразующих компонентов, физико-химические свойства связующих компонентов, тип растворителя и др. Например, красный цвет традиционно является слабоукрывистым.

Механические свойства покрытий во многом определяют уровень защитных свойств, а также в значительной степени влияют на декоративные функции покрытий в течение срока их эксплуатации. К механическим свойствам покрытий относятся твердость, гибкость, прочность на удар, адгезия.

Твердость – сопротивление, оказываемое покрытием при проникновении в него другого тела. Твердость пленки – одно из важнейших механических свойств лакокрасочного покрытия, характеризующее частично степень высыхания, а в основном прочность поверхности.

Все лакокрасочные материалы, рассмотренные выше, имеют разнообразные свойства, именно поэтому при их выборе и использовании очень важно найти сочетание, удовлетворяющее всем современным требованиям, предъявляемым к качеству и стоимости итогового лакокрасочного покрытия.

Список литературы

1. ГОСТ 8420–74. Материалы лакокрасочные. Методы определения условной вязкости.

2. ГОСТ 8784–75. Материалы лакокрасочные. Методы определения укрывистости.

3. ГОСТ 9825–73. Материалы лакокрасочные. Термины, определения и обозначения.

УДК 625.526.8

Р.Т. Емельянов, Л.В. Скурихин, И.И. Терехова
Сибирский федеральный университет

Повышение точности позиционирования шагового двигателя

В настоящее время широко применяется нанесение напольного рисунка при дорожной разметке фигурных знаков, нанесении рекламно-информационной разметки, проведении городских мероприятий. Разметка автомобильных дорог является эффективным средством улучшения организации и повышения безопасности движения транспорта и пешеходов. При этом очень важно обеспечить строгое соответствие разметки и устанавливаемых на дороге знаков, светофоров и других средств организации движения. В Сибирском федеральном университете разработано оборудование для нанесения напольного рисунка, приводом механизмов в котором служит шаговый двигатель.

На рис. 1 приведена расчетная схема механизма с реечной передачей. Механизм состоит из горизонтально закрепленной на валу двигателя шестерни радиусом R с моментом инерции J и рейки массой m и длиной L [1]. Движение механизмов в оборудовании для нанесения осуществляется по координатам X и Y. Приводом механизма служит шаговый двигатель с реечной передачей.

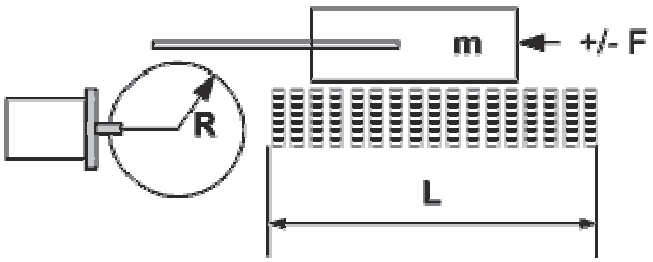


Рис. 1. Расчетная схема механизма с реечной передачей: R – радиус шестерни; F – усилие; J – момент инерции; m – масса тележки; L – длина рейки; $f_{тр}$ – коэффициент трения в реечной передаче

© Емельянов Р.Т., Скурихин Л.В., Терехова И.И., 2016

От шагового двигателя требуется максимально быстро начать движение сразу после поступления на контроллер управляющего импульса. Он должен столь же быстро остановиться, обладая высокой точностью позиционирования. Величина вращающего момента M, который нужно приложить к шестерне, определяется по угловому ускорению [2]

$$M = Rm_{\text{пр}}a + f_{\text{тр}}mg,$$

где $m_{\text{пр}} = m + \dfrac{I_{\text{дв}} + I}{R^2}$, – приведенная масса системы.

Суммарная мощность всех сил

$$\sum P_i = \frac{(M - f_{\text{тр}}(mg))V}{R},$$

где V – скорость механизма оборудования для нанесения напольного рисунка.

При работе шагового двигателя возникают переходные процессы в виде затухающих механических колебаний под действием инерционных нагрузок, что приводит к увеличению времени позиционирования оборудования для нанесения напольного рисунка. Для планирования траектории необходимо знать время затухания колебаний до значения допустимой погрешности позиционирования, при котором рабочий орган манипулятора может продолжать движение [3, 4]. С целью определения времени такого переходного процесса создана модель оборудования для нанесения напольного рисунка (рис. 2).

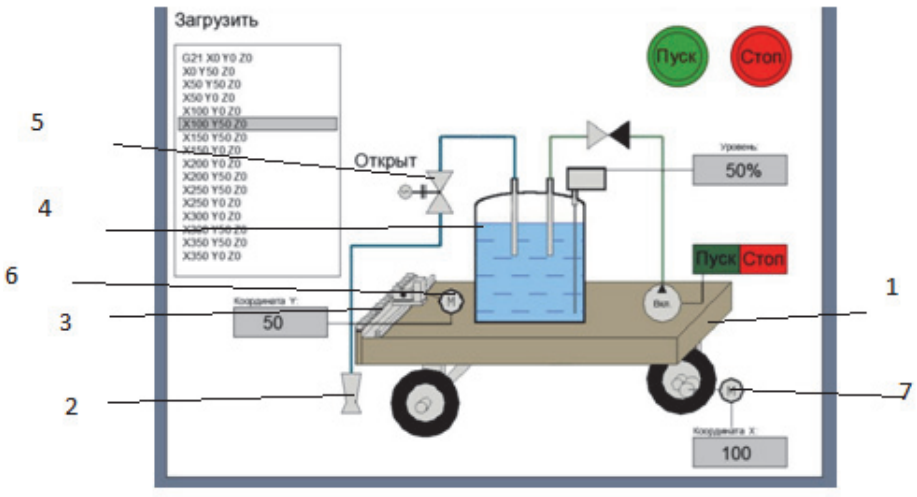


Рис. 2. Автоматизированное оборудование для нанесения напольного рисунка: 1– рама; 2 – форсунка; 3 – каретка; 4 – емкость с краской; 5 – электромагнитный клапан; 6 – первый шаговый двигатель; 7 – второй шаговый двигатель

Работает оборудование следующим образом [5]. В шкаф управления загружается графический файл с требуемым для нанесения на дорожное полотно изображением. После того как поступает команда «Старт», шкаф управления начинает контролировать передвижение рамы 1 вперед, т. е. первый шаговый электродвигатель 6, передвижение каретки 3 влево-вправо вдоль металлоконструкции, т.е. второй шаговый электродвигатель 7, включение компрессора и открытие электромагнитного клапана 5 для распыления краски через форсунку 2 из емкости с краской 4.

Данный манипулятор автоматизирован, что позволяет повысить производительность труда рабочих. Также данный манипулятор может применяться как часть более сложного робота.

Список литературы

1. Скурихин Л.В. Управление процессом нанесения дорожной разметки // Материалы Всероссийской с международным участием научно-технической конференции студентов, магистров, аспирантов, молодых ученых. Братск, 2014. С. 102–104

2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М., 2004.

3. Автоматизированный комплекс для измерения частоты вращения электрического двигателя. Свид. о государственной регистрации программы для ЭВМ / Р.Т. Емельянов, А.С. Ереско, С.П. Ереско, В.П. Тен, А.Н. Соболев, Д.В. Вульф.

4. Моделирование динамики регулируемого гидромотора / Р.Т. Емельянов, Л.В. Скурихин, А.В. Закурдаев // Вестник Красноярского аграрного университета. 2014. № 8. С. 181–185.

5. Дорожный принтер. Патент на полезную модель / Р.Т. Емельянов, А.С. Климов А.В. Закурдаев, Л.В. Скурихин, О.Л. Климова, Е.С. Турышева. № 153211, опубл. 10.06.2015, Бюл. №19.

УДК 625.473.6

В.В. Серватинский, В.С. Новрузов
Сибирский федеральный университет

Совершенствование технологии распределения асфальтобетонной смеси по ширине дороги

В процессе формирования дорожного покрытия необходимо обеспечивать однородность укладываемой асфальтобетонной смеси. Неравномерное распределение температуры по объему материала в процессе транспортиров-

© Серватинский В.В., Новрузов В.С., 2016

ки, хранения в бункере и укладке на полотно дороги в климатических условиях Севера и Сибири возникает температурная сегрегация асфальтобетонной смеси [1]. Сегрегация асфальтобетонной смеси приводит к неравномерному распределению плотности уложенной смеси, что ведет к возникновению дефектов в дорожном полотне при эксплуатации и образованию корки материала. Поэтому в процессе формирования дорожного покрытия необходимо обеспечивать дополнительное управление процессом распределения асфальтобетонной смеси при распределении ее по ширине дороги [2].

Снижение температурной сегрегации асфальтобетонной смеси и обеспечение температурной однородности смеси обеспечивается за счет автоматизации процесса распределения асфальтобетонной смеси шнековым распределителем асфальтоукладчика по ширине дороги путем установки в тело шнека датчиков температуры (пат. 116507) [3]. Схема шнекового питателя приведена на рис. 1. При вращении шнеков происходит дополнительное распределение асфальтобетонной смеси по ширине дороги и перемешивание.

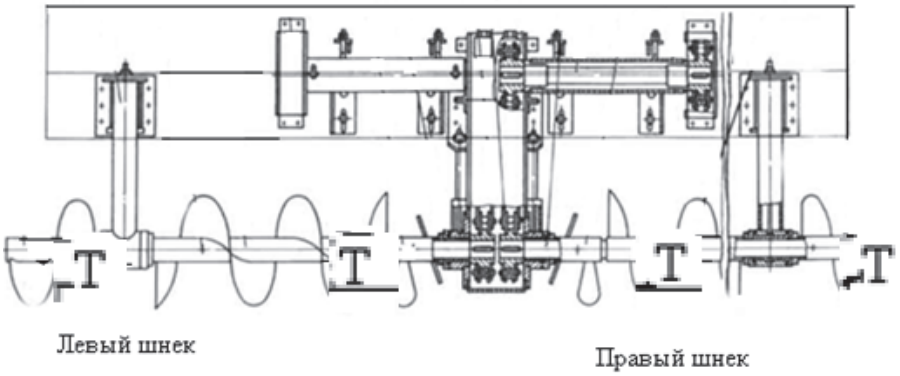


Рис. 1. Схема шнекового питателя с установленными в его тело датчиками температуры (*T*)

Для высококачественного устройства дорожной одежды необходимо, чтобы температура укладываемой асфальтобетонной смеси была равномерной по всему объему дорожного полотна. При вращении шнеков происходит дополнительное распределение асфальтобетонной смеси по ширине дороги и перемешивание.

В зависимости от температуры воздуха температура асфальтобетонной смеси определится уравнением

$$T_{\text{абс}} = \frac{Q_{\text{абс}}}{k_{\text{абс}} \cdot F_{\text{абс}}} \left[1 - \exp \frac{-t \cdot k_{\text{абс}} \cdot F_{\text{абс}}}{m_{\text{абс}\,n} \cdot c_{\text{абс}}} \right] + T_0 \qquad (1)$$

где $Q_{\text{абс}}$ – количество теплоты, выделяемое асфальтобетонной смесью за время $\mathrm{d}\tau$; $F_{\text{абс}}$ – площадь внешней поверхности асфальтобетонной смеси;

$c_{абс}$ – средняя удельная теплоемкость асфальтобетонной смеси; $K_{абс}$ – коэффициент теплопередачи асфальтобетонной смеси; $m_{абс}$ – масса асфальтобетонной смеси; T_0 – температура воздуха.

Для моделирования температурного состояния асфальтобетонной смеси использовался пакет программ MATLAB с приложением SIMULINK. Результаты моделирования температурного состояния асфальтобетонной смеси приведены на рис. 2.

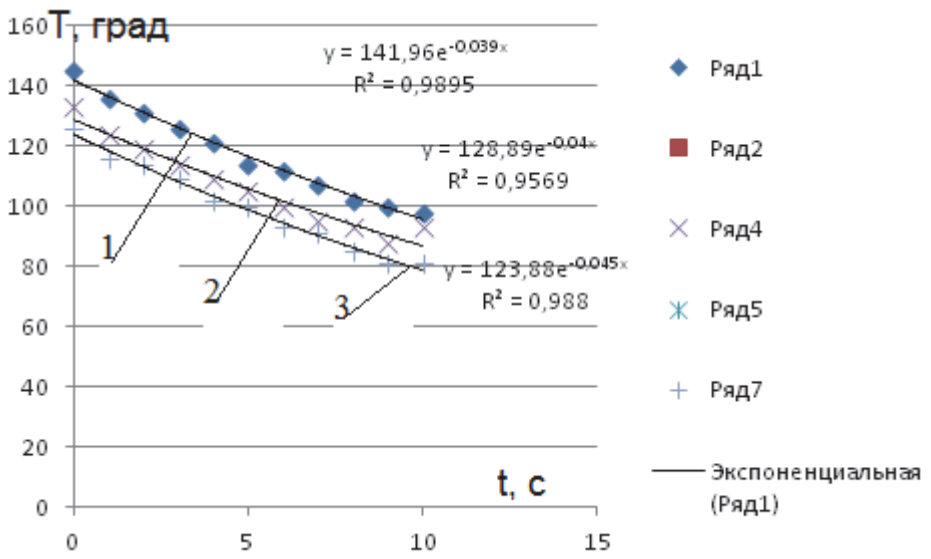


Рис. 2. Результаты моделирования температурного состояния асфальтобетонной смеси при температуре окружающего воздуха: *1* – 30 °С; *2* – 25 °С; *3* – 20 °С;

Моделирования температурного состояния асфальтобетонной смеси показали, что процесс охлаждения укладываемой смеси в зависимости от температуры окружающего воздуха и дорожного основания, а также начальной температуры смеси описывается экспоненциальными зависимостями с точностью от 0,95 до 0,99.

Для снижения температурной сегрегации следует интенсифицировать процесс укладки за счет более тщательного перемешивания асфальтобетонной смеси путем регулирования частоты вращения винта шнекового распределителя.

Список литературы

1. Базилевич А.Л. Температурная сегрегация асфальтобетонных смесей при строительстве дорожных покрытий. URL: http://lib.8level.ru/lib/open/book/.

2. Реализация устройства с тензодатчиками для управления процессом уплотнения асфальтоукладчика / А.П. Прокопьев, Р.Т. Емельянов, А.С. Климов, С.В. Шилкин // Известия вузов. Строительство. 2011. № 6. С. 20–24.

3. Доценко А.И. Пути повышения качества асфальтобетонных покрытий автомобильных дорог // Труды международной научно-технической конференции «Инстроймех, 2005». Тюмень, 2005.

УДК 625.251
Т.Н. Поляков, Н.Ю. Клиндух
Сибирский федеральный университет

Стабилизация уплотняющего оборудования асфальтоукладчика

В настоящее время при строительстве основания автомобильных дорог применяются щебеночно-песчаные и другие смеси, для укладки которых используются комплекты машин: автогрейдера, катка, бетоноукладчиков и асфальтоукладчиков. Предварительное уплотнение дорожных смесей до достижения требуемого коэффициента уплотнения осуществляется асфальтоукладчиками. Требуемый коэффициент уплотнения достигается также и за счет установки угла атаки уплотняющего агрегата. В настоящее время угол атаки устанавливается машинистом-оператором вручную перед началом производства дорожных работ и остается постоянной при движении асфальтоукладчика [1, 2]. Для достижения требуемого коэффициента уплотнения требуется автоматическое управление изменением угла атаки уплотняющего оборудования асфальтоукладчика.

На рис. 1 приведена схема технического предложения угла атаки уплотняющего оборудования.

Плотность дорожного основания изменяется как по длине, так и по ширине дороги. Нарушается нормальный процесс формирования укладываемого слоя гравийно-песчаной смеси. Плотность основания на впадине будет меньше, а на бугре − больше.

Изменение угла атаки осуществляется управляемым гидроцилиндром при срабатывании электромагнитного золотника, когда происходит рассогласование сигнала плотности грунта. Условием срабатывания является неравенство [3].

$$\Delta \le x_з - x_д.$$

где Δ – сигнал рассогласования; $x_з$ – уставка сигнала; $x_д$ – действительный уровень сигнала.

Условием автоматизированного управления углом атаки является разность плотности дорожного основания, заданной уставкой контроллера и действительной плотности смеси, снятой с тензодатчиков.

© Поляков Т.Н., Клиндух Н.Ю., 2016

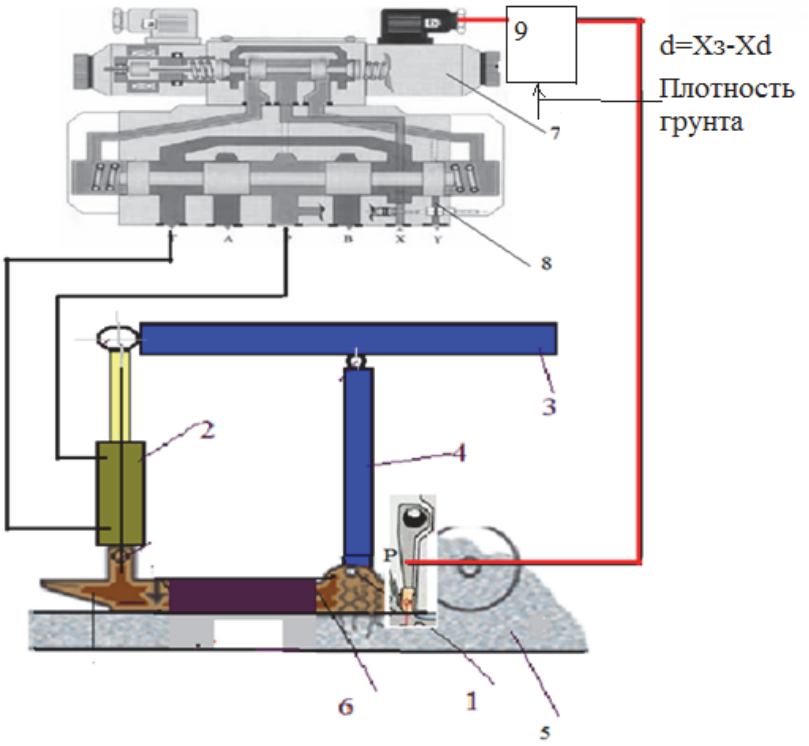


Рис. 1. Схема автоматизации угла атаки уплотняющего оборудования: *1* – трамбующий брус; *2* – гидроцилиндр; *3* – лонжерон; *4* – стойка; *5* – строительная смесь; *6* – выглаживающая плита; Р – датчик плотности основания дороги; *7* – электромагнитный золотник; *8* – основной гидрораспределитель; *9* – блок управления

Функция цели автоматизированной системы управления запишется в виде

$$P_y - /P1; P2; P3; P4; P5/5 = 0$$

где P_y – плотность смеси, заданная уставкой; $P1$; $P2$; $P3$; $P4$; $P5$ – рабочая величина плотности смеси, поступающая с датчиков, установленных в теле трамбующего бруса.

При нарушении условия срабатывания регулятора появляется напряжение в сравнивающем блоке системы управления, которое подается на электромагнит сервозолотника порционного гидрораспределителя. Рабочая жидкость поступает в полость гидроцилиндра, и происходит перемещение штока, пока не будет приведено в равновесие входное напряжение от датчика плотности дорожного основания.

Для обеспечения требуемой плотности основания необходима такая подача щебеночно-песчаной смеси от разравнивающего шнека к выглаживающей плите, чтобы на впадине был больший слой смеси, а на бугре – меньший за счет регулирования скорости движения асфальтоукладчика и частоты ударов трамбующего бруса. Это обеспечивается установкой угла атаки.

Автоматизация угла атаки уплотняющего оборудования асфальтоукладчика обеспечивается за счет контроля усилия в трамбующем брусе. Предложенная система управления обеспечивает автоматизированную установку угла атаки уплотняющего оборудования при установке датчиков плотности по длине трамбующего бруса.

Список литературы

1. Моделирование процесса уплотнения щебеночно-песчаной смеси методом укатки / Р.Т. Емельянов, Е.С. Турышева, С.В. Шилкин, Т.Н. Поляков // Вестник КрасГАУ. 2013. Вып. № 6. С. 206–211.

2. Комплексная автоматизация технологических процессов устройства дорожных покрытий / А.П. Прокопьев, Р.Т. Емельянов, Т.Н. Поляков // Второй Всероссийский дорожный конгресс. М., 2010. С. 168–173.

3. Доценко А.И., Буренюк Я.Р. Прибор экспресс-контроля плотности строительных материалов и методика его применения. № 5. М., 1995.

УДК 625.479.6

Е.С. Турышева, И.И. Терехова, О.И. Шеденко
Сибирский федеральный университет

Моделирование работы гидротолкателя ограничителя грузоподъемности

Система автоматической защиты грузоподъемных кранов включает ограничителъ грузоподъемности (ОГБ), техническое состояние которого влияет на устойчивость свободно стоящих грузоподъемных кранов в результате опасной перегрузки, вызванной грузом, массой, превышающей грузоподъемность на данном вылете стрелы [1]. В гидравлических кранах приводом датчика усилий (ОГБ) служит гидротолкатель [2]. Полости гидротолкателя соединены со штоковой и поршневой полостями гидроцилиндра подъема стрелы. Работа гидротолкателя заключается в перемещении плунжера под действием разности давлений в штоковой и поршневой полостях гидроцилиндра [3].

Движение плунжера гидротолкателя описывается уравнением [4]:

$$m_{\text{п.з}} \frac{d^2 x_{\text{п.з}}}{dt^2} + k_{\text{тр.п.з}} \frac{dx_{\text{п.з}}}{dt} + c_{\text{пр.п.з}} x_{\text{п.з}} + R_{\text{гд.п.з}} = P_{\text{ус.д.д}},$$

где $m_{\text{п.з}}$ − масса плунжера гидротолкателя; $k_{\text{тр.п.з}}$ − коэффициент, учитывающий вязкое трение в зазоре между плунжером гидротолкателя и гильзой;

© Турышева Е.С., Терехова И.И., Шеденко О.И., 2016

$R_{гд.п.з}$ − гидродинамическая сила, действующая на гидротолкатель; $P_{ус.д.д}$ − усилие датчика давления; $c_{пр.п.з}$ − жесткость пружины гидротолкателя.

Для моделирования работы гидротолкателя разработан макроблок в среде MATLAB*SIMULINK [5] (рис. 1).

На перемещение плунжера гидротолкателя действуют гидродинамические силы $R_{гд.пз}$. Две гидродинамические силы − положительная (закрывающая) и отрицательная (открывающая) − могут быть сбалансированы практически для всех расходов и перепадов давления.

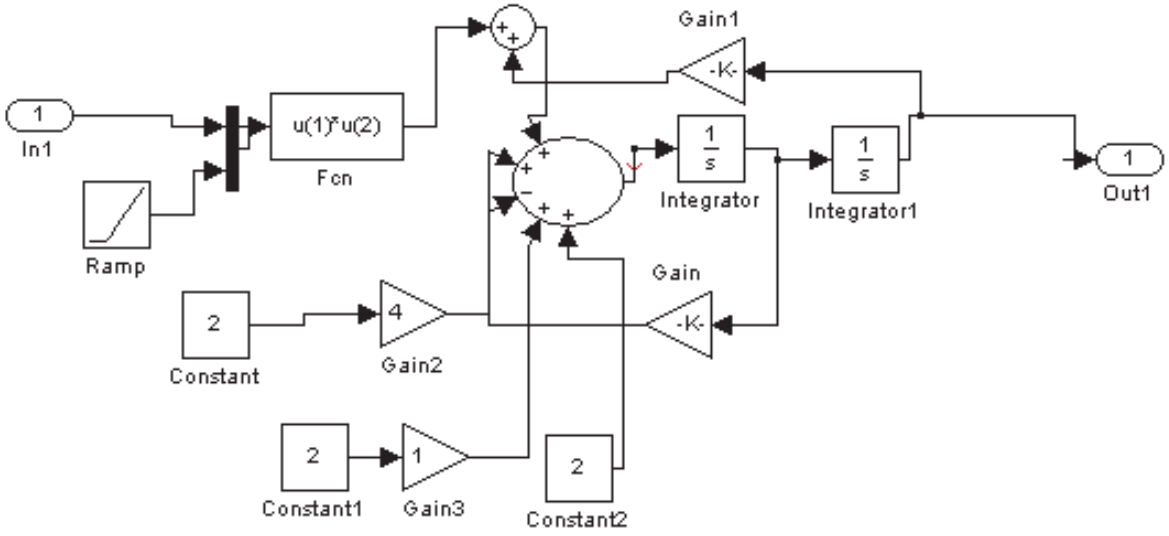


Рис. 1. Макроблок гидротолкателя

Результаты моделирования гидротолкателя представлены в графическом виде на рис. 2.

Для минимизации гидродинамической силы оптимальных размеров профилированной части и влияния их на величину гидродинамической силы профилирование требуется выполнять таким образом, чтобы форма проточки уменьшала, компенсировала или вообще исключала гидродинамическую силу, на преодоление которой и направлено в большей степени усиление электромагнита золотника.

При выполнении проточки в гидротолкателе по архимедовой спирали гидродинамическая сила аппроксимируется выражением в зависимости от перемещения плунжера гидротолкателя (x).

$$F_{гд} = –15{,}497\, x^2 + 6{,}563\, x + 0{,}094.$$

Компенсация осевой гидродинамической силы не будет полной и будет зависеть от ошибки изготовления, в частности от величины радиального зазора и радиуса скругления острых кромок. Для очень малых перемещений сила положительна, переходит через максимум и уменьшается до нуля. Это расстояние прямо пропорционально неизбежной ошибке из-

готовления гидротолкателя. Дополнительное расширение щели гидротолкателя уменьшает скорость сливного потока, что также сказывается на величине гидродинамической силы.

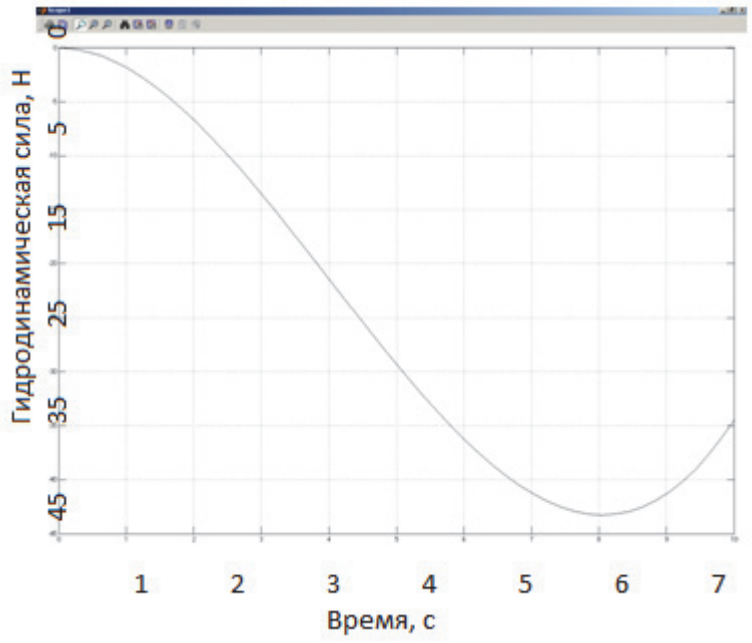


Рис. 2. Зависимость гидродинамической силы гидротолкателя ОГБ

Разработанная модель в среде MATLAB*SIMULINK позволяет установить рациональные параметры гидротолкателя ограничителя грузоподъемности и повысить надежность работы.

Список литературы

1. Емельянов Р.Т. Управление динамическими свойствами систем безопасности грузоподъемного оборудования. Новосибирск, 2002.

2. Емельянов Р.Т., Прокопьев А.П., Турышева Е.С. Оптимизация силовых характеристик дроссельных распределителей // Известия вузов. Строительство. 2007. № 12. С. 62−64.

3. Турышева Е.С., Емельянов Р.Т. Решения повышения надежности приборов безопасности для стреловых грузоподъемных кранов // Сборник материалов XXV Региональной научно-технической конференции. Красноярск, 2007. С. 378–380.

4. Боровин Г.К. Моделирование динамики гидропривода ноги шагающей машины. М., 2002.

5. Орлов Д.Ю. Однокопытов И.Г., Орлов Ю.А. Ограничитель грузоподъемности крана мостового типа по статическому моменту АД механизма подъема // Современная техника и технологии: в 2 т. Томск, 2003. Т. 1. С. 282–284.

УДК 625.658
А.В. Наумов, А.А. Соловьев, А.В. Стукач
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Переоборудование фронтальных погрузчиков бульдозерным отвалом

В холодное время года природа часто преподносит нам сюрпризы. Если даже синоптики своевременно предупредили жителей города о выпадении атмосферных осадков, необходимость убирать снежные завалы все равно остается. Если владельцам дачных домов достаточно обзавестись лопатами для расчистки двора и подъездных путей, то в городе придомовые территории должны убираться компаниями, профессионально занимающимися уборкой и вывозом снега. Какие преимущества дает механизированная уборка снега? Во-первых, вполне очевидно, что с применением специальной техники можно расчистить территорию гораздо быстрее, чем с помощью обыкновенных лопат и прочих приспособлений. Во-вторых, для расчистки придомовых территорий приходится меньше привлекать персонал дворников, отрывая его от других должностных обязанностей. Кроме того, уборка с применением техники механизированным способом позволяет одинаково легко избавиться как от свежевыпавших завалов, так и от слежавшегося снега. Важно понимать, что на протяжении каждой зимы уборка и вывоз снега в Санкт-Петербурге в зимний период является одним из самых актуальных вопросов. Снег с улиц нужно убирать, причем не тогда, когда он слежится и превратится в массу, схожую по твердости с бетоном, а сразу же после осадков или во время их, если снег идет не прекращаясь сутки и более. Именно это и является одной из основных проблем, наверное, всех без исключения российских населенных пунктов. Как всегда, снегоуборочной техники и грузовиков для вывоза снега не хватает, и очистить весь район и город в целом быстро не получается. Вопреки существующему мнению, что снег – это легкая субстанция, такое суждение являются несостоятельным. На его уборку, вывоз с городских улиц и последующую утилизацию ежегодно в России тратятся миллионы бюджетных рублей.

Снежные заносы для Санкт-Петербурга имеют еще одну негативную сторону. Кроме транспортного коллапса, обильные снегопады наносят непоправимый вред многочисленным памятникам архитектуры. От не вовремя убранного снега рушатся старые дома и набережные ограды. Большие снежные сугробы скрывают также груды мусора, которые по весне становятся для города настоящей катастрофой.

© Наумов А.В., Соловьев А.А., Стукач А.В., 2016

В течение года в Санкт-Петербурге среднее количество дней с осадками – около 200 (от 13 дней в апреле до 22 дней в декабре), в среднем число часов с осадками за год – 1300 [1]. Снежный покров в городе на Неве сохраняется в среднем 4,3 месяца [2].

Умеренные снежные осадки рационально убирать механизированными щетками. Глубокие исследования взаимодействия щеток с дорожным покрытием изложены в работе [3].

Зима в средней полосе России продолжительна, с низкими температурами, обильными осадками. В зимний период в среднем выпадает около 80–110 мм осадков. Высота снежного покрова порой достигает 80–90 см. Непредсказуемость – это характерная черта для зимы в России. Метель и снегопад могут обрушиться внезапно, поэтому от того, насколько оперативно будут организованы и проведены мероприятия по уборке и вывозу снега, во многом зависит жизнь города: иногда непогода может ее просто парализовать на какое-то время.

Сейчас много сил и средств выделяется на выполнение мер по грамотной организации работ, направленных на уборку снега и его утилизацию, очистку от наледи. Следует отметить, что выбор технических средств, используемых на уборке снега, и его утилизации достаточно большой. Наибольшее применение нашли машины, показанные на рис. 1. На приведенном рисунке показано, что качестве основной техники используются главным образом фронтальные погрузчики. Они хороши и надежны при работе на грунтах и в то же время мало приспособлены для уборки снега.

а *б* *в*

Рис. 1. Машины, используемые для уборки снега: *а* – фронтальный погрузчик CATERPILLAR; *б* – экскаватор-погрузчик TEREX; *в* – погрузчик-экскаватор компании JCB

Особенность физических свойств снега в том, что его можно уплотнять, добиваясь уменьшения объема. Так, объем свежевыпавшего снега может быть уменьшен в 12–15 раз. При сгребании снега бульдозерным поворотным отвалом за счет его вертикального и продольного перемещения вдоль отвала происходит его уплотнение в 3–5 раз. Следовательно, для его транспортировки потребуется значительно меньше машин.

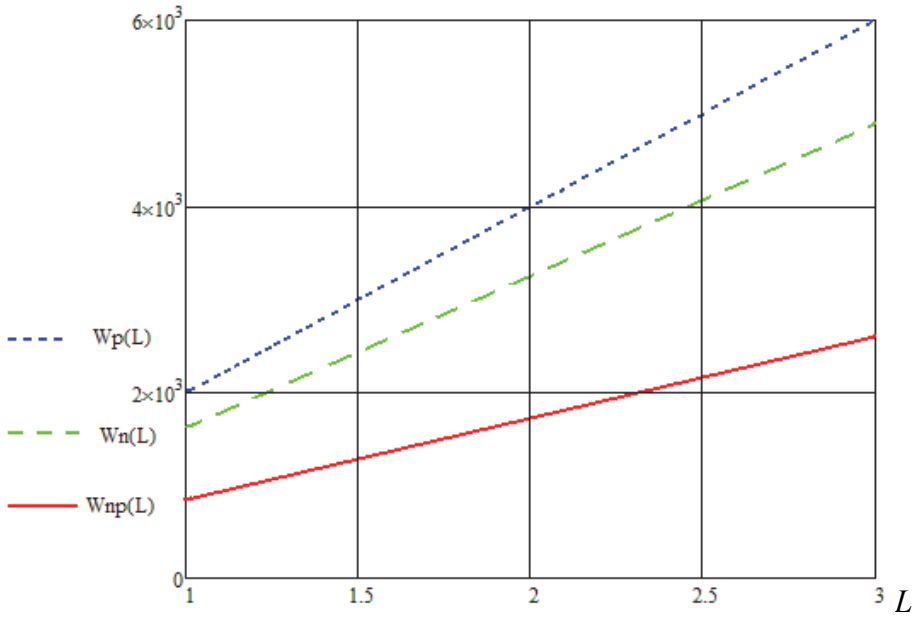


Рис. 2. Зависимость величины сил, действующих на отвал, от длины отвала: $W_{пр}$ – сила сопротивления перемещению призмы снега; $W_р$ – сила сопротивления резанию; $W_п$ – сила сопротивления перемещению по отвалу

Переоборудование фронтальных погрузчиков бульдозерными отвалами требует дополнительных конструкторских и расчетных работ. Поэтому в среде MathCad и Solidworks была проделана работа по расчету элементов бульдозерного отвала. В целом алгоритм выполнения работ может быть следующим.

На первом этапе определяются силы, действующие на отвал: сила сопротивления резанию, сила сопротивления перемещению призмы снега, сила сопротивления снега по отвалу, сила сопротивления трению ножа отвала.

На втором этапе расчет осуществляется в Solidworks с помощью функции Simaltion Xpress. По результатам выполненных вычислений построена зависимость величины сил, действующих на отвал, от длины отвала. Результаты представлены в виде графиков на рис. 2.

Используя предложенный алгоритм выполнения технического решения, легко создать практически к любому фронтальному погрузчику сменное рабочее оборудование в виде бульдозерного отвала [4] для уборки снега в придомовых территориях.

Снег представляет собой существенную проблему на множестве территорий: он загромождает проезды, мешает нормальному движению пешеходов, нарушает работу инфраструктуры и ухудшает эстетическое восприятие объектов. Кроме того, при таянии снег образует достаточно много воды, которая способна затопить различные помещения или же вызвать образование глубокой грязи на территории.

Снег относится к разряду отходов 4-го класса опасности. Поэтому решение проблем, связанных с его утилизацией, является серьезным зве-

ном в цепочке мероприятий по очистке внутриквартальных территорий и улиц. Вывозить снег за пределы городской черты и сваливать его в реку или ближайший овраг запрещено экологами. Вследствие этого его либо вывозят транспортом на специальные полигоны, либо утилизируют снежную массу при помощи снегоплавильных станций. Они могут быть стационарными и передвижными. Но какими бы ни были полигоны для сбора снега, все они должны соответствовать нормативным документам, регулирующим работу гидротехнических сооружений (ГТС), к которым и относятся подобные площадки [5–7].

Решение проблемы снега – это решение задачи комфортного проживания людей в зимний период, снижения травматизма от падений во время гололеда, во многом решение парковки транспорта и в целом улучшения социальных условий.

Список литературы

1. Даринский А.В. География Ленинграда. Л., 1982. С. 21–29.
2. http://ru.wikipedia.org/wiki
3. Лепеш А.Г., Лепеш Г.В. Математическое моделирование силового взаимодействия щеток коммунальных машин с дорожным покрытием. // Технико-технологические проблемы сервиса. 2010. № (3) 13. С. 32–38.
4. Стукач А.В., Соловьев А.А., Наумов А.В. Техническое решение переоборудования фронтальных погрузчиков для уборки снега придомовых территорий // Технико-технологические проблемы сервиса. 2012. № 3 (21). С. 8–11.
5. СНиП 2.06.08-87. Бетонные и железобетонные конструкции гидротехнических сооружений.
6. СНиП 2.02.02-85. Основания гидротехнических сооружений.
7. СНиП 2.06.01-86. Гидротехнические сооружения. Основные положения проектирования.

УДК 621.002.3

А.А. Соловьев, А.В. Стукач
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Исследование режимов резания при обработке глубоких отверстий в композитах

В практике сервисного обслуживания сложной транспортно-технологической техники и приборов нередко требуется восстанавливать детали, выполненные из легких алюминиевых сплавов или полимерных

© Соловьев А.А., Стукач А.В., 2016

и композиционных материалов. Наиболее уязвимыми местами являются резьбовые соединения. По причине разрушения резьбы в деталях наиболее часто происходят отказы. Соотношение глубины отверстий к их диаметру, как правило, более 5. В деталях из пластмасс и композитов указанное соотношение более 10. Такие отверстия называют глубокими. Особенность их обработки заключается в том, что удаление стружки из зоны резания затруднено, что одновременно отрицательно сказывается на отводе тепла.

При восстановлении деталей, отработавших межремонтный период времени, большое значение имеет фактор производительности, т. е. сокращение сроков ремонта, а основной задачей технологических процессов является оптимизация режимов механической обработки восстановленных поверхностей. Наиболее целесообразно восстановление деталей с использованием композиционных материалов, упрочненных фуллереном C_{60}. Процесс восстановления включает в себя сверление глубоких отверстий. При оптимально подобранной подаче и глубине резания скорость резания является определяющим фактором для получения высокого качества обработанной поверхности.

В процессе лезвийной обработки пластмасс и композиционных материалов следует более тщательно подбирать режимы резания. Это объясняется тем, что, в отличие от стальных деталей, повышение температуры в процессе резания ведет к увеличению размеров обрабатываемой заготовки. После уменьшения температуры детали, как правило, не соответствуют заданным в технологическом процессе размерам. Более низкие скорости повышают точность обработки детали, но уменьшают производительность и увеличивают время, необходимое для совершения одной операции.

Высокую сложность при лезвийной обработке композитов представляет операция сверления глубоких отверстий [1, 2]. На работу инструмента влияет много факторов, и в первую очередь – высокие адгезионные свойства материала, сложный процесс удаления стружки, уменьшение диаметра полученного отверстия после обработки. Все это влияет на точность, качество, а также время, затрачиваемое на данную операцию.

Для экспериментального подбора оптимальной скорости обработки был взят композит, полученный из полиамида П-6 путем модифицирования его углеродным наноматериалом C_{60}. В качестве режущего инструмента использовались сверла различных размеров, в частности диаметром 2 и 2,5 мм, показанные на рис. 1.

Испытания проводились на специальной установке, позволяющей изменять скорость резания и усилие подачи инструмента. Усилие резания регистрировалось по изменению силы тока, потребляемого электродвигателем постоянного тока. Величина изменения тока посредством цифрового мультиметра передавалась на компьютер и записывалась в виде Excel-файла. Далее результаты подвергались математической обработке.

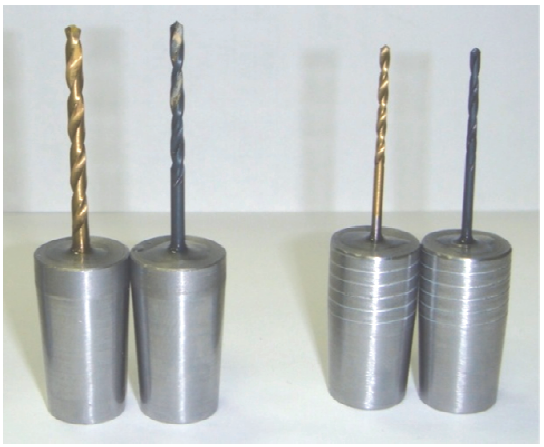


Рис. 1. Конструкция конусных втулок для крепления сверла

Для обеспечения соосности инструмента с валом шпинделя были подготовлены специальные переходные конические втулки. Сверла во втулки устанавливались по напряженной посадке. Для этого втулки предварительно нагревались до температуры 400 °С, а сверла охлаждались.

Усилие подачи инструмента при проведении всех экспериментов было одинаковым и равнялось 47Н.

На рис. 2 приведены отклонения получаемого диаметра отверстия в % в зависимости от скорости резания для сверла ø 2,5 и 2,0 мм.

Результаты экспериментов показывают, что при увеличении скорости лезвийной обработки глубоких отверстий малого диаметра отклонение от заданного размера увеличивается. Причем с уменьшением диаметра сверла относительная погрешность увеличивается. Из приведенных на рис. 3 графиков видно, что предпочтительные значения скоростей резания находятся в диапазоне от 6,5 до 8,5 м/мин.

Повышение производительности восстановления во многом зависит от продолжительности сверления глубоких отверстий. Поэтому на данном этапе проведения экспериментов следовало изучить влияние скорости резания на время обработки отверстия заданной глубины. С этой целью была взята пластина, изготовленная из модифицированного полиамида толщиной 15 мм. Поскольку оборудование для проведения экспериментов совместимо с компьютером, все результаты, как и в первом случае, записываются в виде Excel-файла с указанием реального времени. Поэтому на каждом режиме резания фиксировалось время обработки. Результаты в виде графиков представлены на рис. 3. Они показывают, что при низких скоростях резания от 2,5 до 8,5 м/мин наблюдается практически линейная зависимость уменьшения времени обработки для свёрл исследуемых диаметров. При дальнейшем увеличении скорости резания время на обработку не превышает 5 сек, что для практического использования является весьма приемлемым показателем.

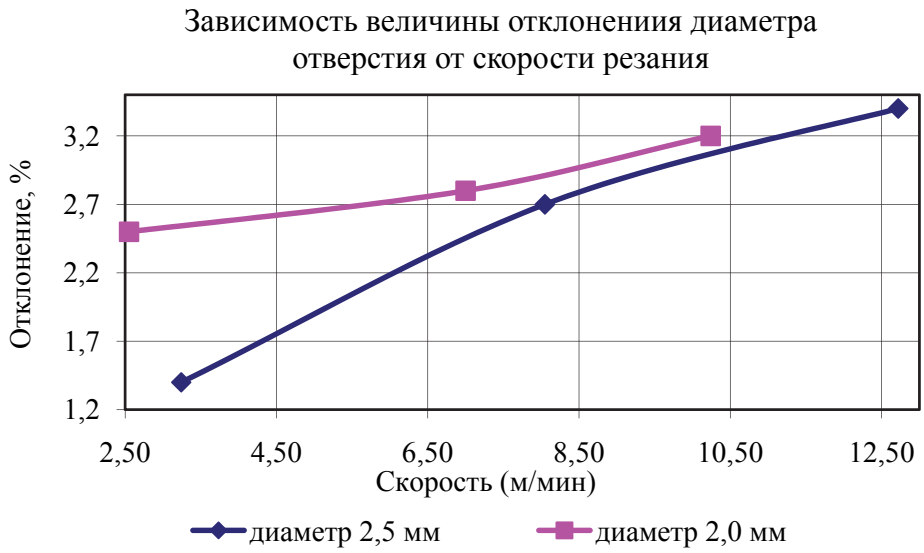


Рис. 2. Отклонение размера от заданного при различных скоростях резания

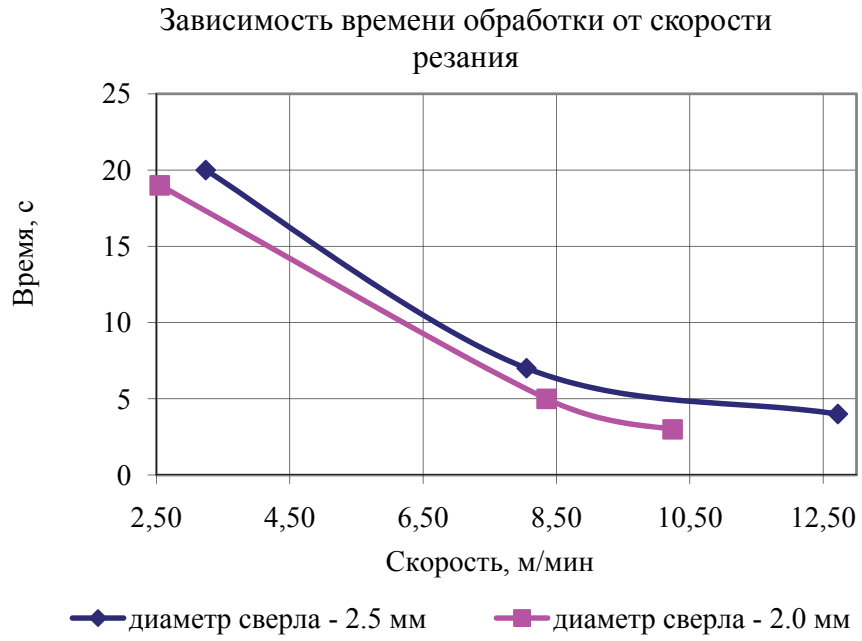


Рис. 3. Время сверления отверстий при различных скоростях резания

Анализируя результаты, представленные на рис. 2, видим, что с увеличением скорости резания погрешность обработки возрастает. Вместе с тем увеличение скорости способствует уменьшению времени на обработку. Поэтому для исследованных диаметров режущего инструмента может быть рекомендована скорость резания, равная 8,5 м/мин, которая позволит при минимальном времени на обработку получить высокое качество глубоких отверстий.

Список литературы
1. Штучный Б.П. Обработка пластмасс резанием. М., 1974.
2. Стукач А.В. Исследование и управление свойствами полимерных покрытий в процессе их формирования при восстановлении изношенных поверхностей и придании им антифрикционных свойств // Технико-технологические проблемы сервиса. 2009. № 10. С. 42–50.

УДК 621.8-822
А.М. Альмохаммад
Сибирский федеральный университет

Обоснование параметров гидросистем мобильных машин для работы в условиях высоких температур

При эксплуатации мобильных гидрофицированных машин в условиях высоких температур встроенные системы охлаждения не всегда обеспечивают рациональный температурный режим. При перегреве рабочей жидкости снижается ее вязкость, возрастают объемные потери привода и снижается объемный КПД привода, наблюдается интенсивный износ пар трения вследствие снижения смазывающей способности рабочей жидкости [1].

Для работы в условиях высоких температур окружающей среды предложен теплообменный калорифер гидросистемы мобильной машины, оснащенный системой водяного орошения [2]. Дополнительные трубки калорифера обеспечивают более интенсивный отвод тепла и в конечном счете более интенсивную работу теплообменника.

С целью обеспечения рационального температурного режима гидравлического привода, повышения эффективности работы гидроприводов мобильных машин при их эксплуатации в условиях высоких температур и оценке влияния конструктивных параметров теплообменника на интенсивность охлаждения рабочей жидкости сформирована математическая модель. Параметры гидропривода рассматриваются как сосредоточенные, а численные характеристики параметров – как усредненные по пространственным координатам.

В основу модели оценки температуры рабочей жидкости $T_{ж}$ в функции времени (τ) и конструктивных параметров гидропривода положена формула Каверзина-Сорокина [3]

$$T_{ж} = \frac{\left(Q_{гп} + Q_{т}\right)}{\left(K_{гп} \cdot F_{гп}\right)} \cdot \left(1 - \frac{1}{\exp\left(\left(\tau K_{гп} F_{гп}\right)/\left(m_{гп} C_{гп}\right)\right)}\right) + T_0,$$

© Альмохаммад А.М., 2016

где $C_{гп}$ – средняя удельная теплоемкость материалов, гидрооборудования и рабочей жидкости; $Q_{гп}$ – тепловой поток, выделяемый гидроприводом; $Q_т$ – тепловой поток, выделяемый теплообменным устройством; T_0 – температура окружающей среды; $K_{гп}$ – коэффициент теплопередачи; $F_{гп}$ – площадь теплоотдачи; $m_{гп}$ – масса гидропривода и рабочей жидкости.

Для условий регулирования температуры привода с теплообменным устройством зависимость для определения $T_ж$ должна быть скорректирована.

Коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности трубы теплообменника определяется на основе числа Нуссельта при ламинарном режиме течения жидкости в трубах [4–6]:

$$Nu_г = 1{,}55 \cdot \left(Pe_г \cdot \frac{D1_г}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_с}{\mu_ж} \right)^{-0{,}14}.$$

Коэффициент теплоотдачи от рабочей жидкости к стенке теплообменника при ламинарном режиме течения жидкости в трубах:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_г \cdot \lambda_г}{D1_г}.$$

Число Пекле при ламинарном течении жидкости в трубах:

$$Pe_г = \frac{V \cdot D1_г}{a_ж},$$

Число Нуссельта при орошении пучков оребренных труб

$$Nu_д = 0{,}105 \cdot c_z \cdot c_s \left(\frac{D2_г}{s} \right)^{-0{,}54} \cdot \left(\frac{h}{s} \right)^{-0{,}14} \cdot \mathrm{Re}_{ж s}^{0{,}72}.$$

Коэффициент теплоотдачи от пучков оребренных труб при обдуве теплообменника:

$$\alpha_{21} = \frac{Nu_д \cdot \lambda_в}{D2}.$$

Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности оребренной трубы за счет орошения [4]:

$$\alpha_{22} = \frac{q_l}{\pi \cdot (t_с - t_в) \cdot \pi \cdot D2_г}.$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи при обтекании пучка оребренных труб $\alpha_2 = \alpha_{21} + \alpha_{22}$, где α_{21} – коэффициент теплоотдачи при обтека-

нии пучка оребренных труб с учетом теплообмена; α_{22} – коэффициент теплоотдачи при обтекании пучка оребренных труб за счет орошения.

Коэффициент теплопередачи через стенку теплообменника [5]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{F_{вн}}{\alpha_2 \cdot F_{гп} \cdot E}},$$

где $F_{вн}$ – площадь внутренней поверхности трубы; $F_{гп}$ – площадь оребренной поверхности; E – коэффициент эффективности.

В результате исследования математической модели получены зависимости (рис. 1–4) теплопроизводительности теплообменника, температуры охлаждаемой жидкости на выходе, мощности насоса от расхода жидкости через теплообменник. Расчеты проведены для двух случаев: первый – без орошения поверхности водой, второй – при орошении наружной поверхности теплообменника охлаждающей водой.

В результате исследования математической модели получены зависимости теплопроизводительности теплообменника, температуры охлаждаемой жидкости на выходе, мощности насоса от расхода жидкости через теплообменник.

Расчеты проведены для двух случаев: первый – без орошения поверхности водой, второй – при орошении наружной поверхности теплообменника охлаждающей водой.

Сравнительный анализ показывает, что при орошении поверхности водой температура охлаждаемой жидкости на выходе из теплообменника снижается, а теплопроизводительность увеличивается.

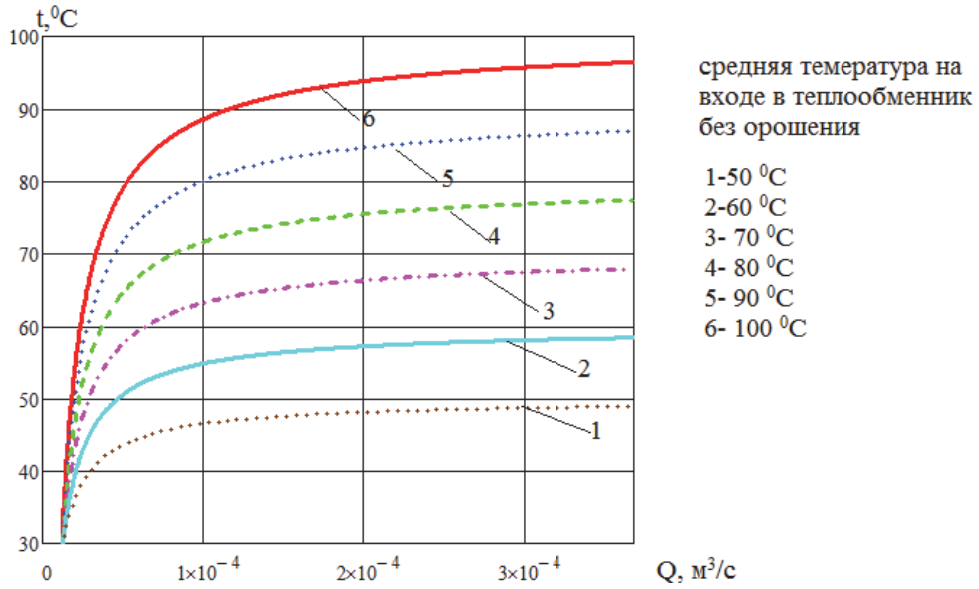


Рис. 1. Зависимость температуры рабочей жидкости без учета орошения на выходе из теплообменника от подачи насоса

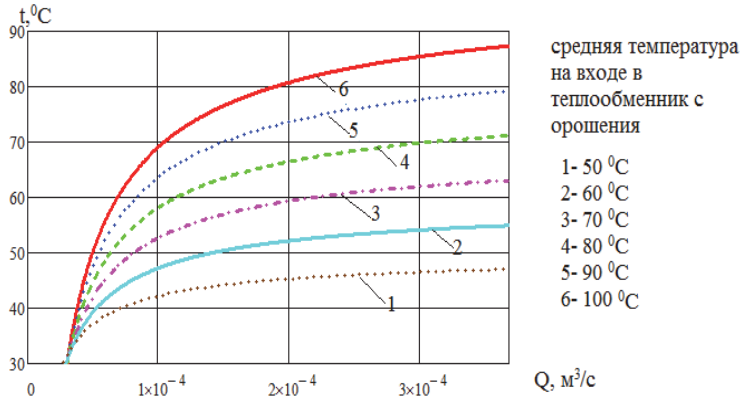


Рис . Зависимость температуры рабочей жидкости с учетом орошения на выходе из теплообменника от подачи насоса

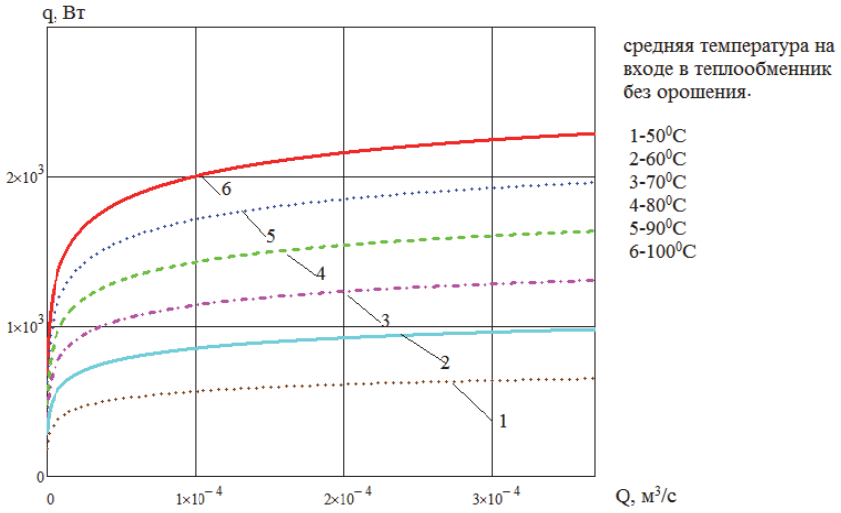


Рис. 3. Зависимость теплового потока без учета орошения на выходе из теплообменника от подачи насоса

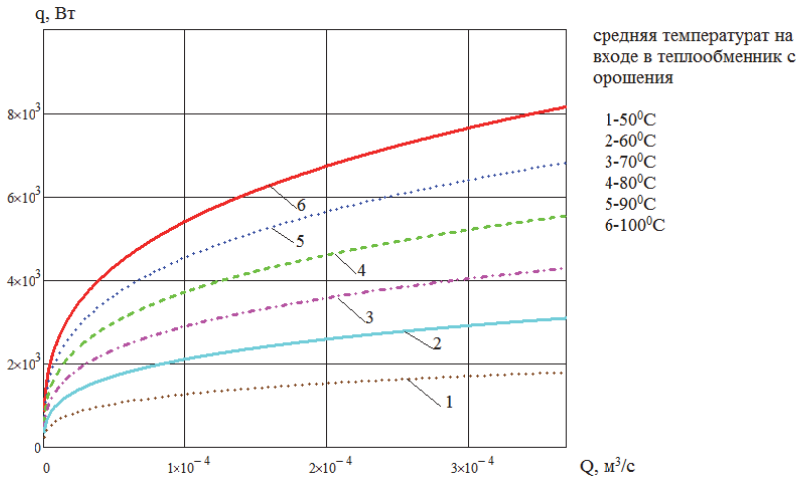


Рис. 4. Зависимость теплового потока с учетом орошения на выходе из теплообменника от подачи насоса

Результаты исследований теплообменника показали, что орошение теплообменной поверхности позволяет снизить температуру масла на 10–20 °С по сравнению с «сухим» способом и повысить теплопроизводительность в 3–4 раза в разных расходных диапазонах.

Список литературы

1. Минин В.В. Концепция повышения эффективности универсальных малогабаритных погрузчиков. Красноярск, 2012.

2. Каверзин С.В., Сорокин Е.А., Лебедев В.П. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах. Красноярск, 1998.

3. Патент RU № 135089. Многоходовой калорифер / Сорокин Е.А., Мохаммад А.А, Колосов В.В., Мандраков Е.А.

4. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М., 1981.

5. Видин Ю.В., Журавлев В.М., Колосов В.В. Теоретические основы теплотехники. Тепломассообмен. Красноярск, 2005.

6. Альмохаммад А.М. Совершенствование систем приводов гидрофицированных машин для эксплуатации в условиях высоких температур: автореф. дисс. … канд. техн. наук. Братск, 2015.

УДК 629.114

В.А. Зеер, Е.С. Заболотский, И.О. Савельев
Сибирский федеральный университет

Индивидуально-транспортное средство повышенной проходимости

В настоящее время актуальным является использование индивидуального транспорта для передвижения на небольшие расстояния между отдельно стоящими контрольными точками (например, для передвижения рабочего между опорами линий электропередач, строительными участками и т.д.), а также в сфере туризма и активного отдыха. Как правило, условиям эксплуатации такой техники присущи низкие несущие свойства опорной поверхности (вечная мерзлота, болотистая местность и т. д.), что обусловливает их вездеходные свойства. Мировые и отечественные производители предлагают большой спектр микролитражных транспортных средств (ТС) (мопеды, квадроциклы, трициклы). Зачастую данные ТС обладают низкими эксплуатационными свойствами и не отвечают повышенным требованиям пассивной безопасности. Отсюда целью проекта является создание нового образца индивидуального транспортного средства по-

© Зеер В.А., Заболотский Е.С., Савельев И.О., 2016

вышенной проходимости. В техническом задании на проектирование ТС определены требования: двухсредность (все виды грунтов, включая сыпучие, болота, водные преграды); простота конструкции (низкая стоимость); удобная «автомобильная» посадка пилота; каркас безопасности.

Компоновка трицикла (одно управляемое – спереди, два ведущих – сзади) обусловлена следующими причинами: простота конструкции рулевого управления; два задних ведущих колеса обеспечат более полную реализацию крутящего момента, что благоприятно скажется на проходимость ТС; уменьшение сопротивления движению и увеличение тягового усилия при движении по водным преградам.

Одним из основных недостатков трициклов, особенно с выбранной компоновкой, является поперечная устойчивость. Расчетная схема влияния основных геометрических параметров трицикла на его статическую поперечную устойчивость представлена на рис. 1.

Угол продольного опрокидывания (через заднюю ось) :

$$\gamma = \tan^{-1}(e / d) \tag{1}$$

Угол поперечного опрокидывания:

$$\alpha = \tan^{-1}\frac{f \cdot \sin\left(\tan^{-1}\left(k/\alpha\right)\right)}{d} \tag{2}$$

Зависимости высоты центра масс, базы и колеи трицикла на его критический угол поперечного опрокидывания представлены на рис. 2. Наибольшее влияние на поперечную устойчивость трицикла оказывает высота центра масс, меньшее влияние – база трицикла.

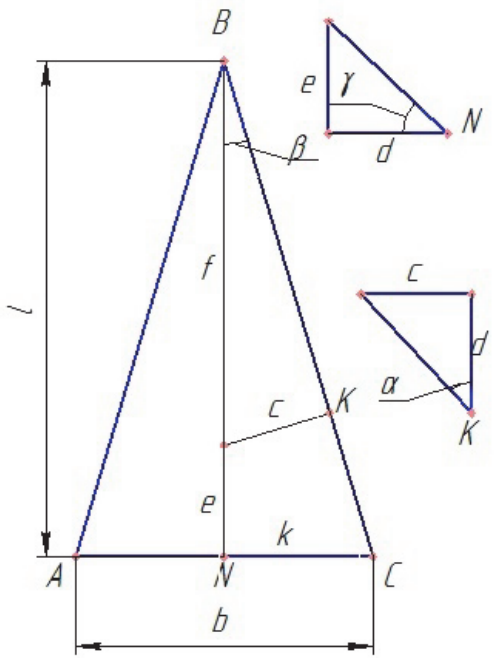


Рис. 1 – Расчетная схема устойчивости трицикла: l – база; b – колея; c – перпендикуляр от центра масс к боковой оси опрокидывания; d – высота центра масс; e – расстояние от задней оси до центра масс; f – расстояние от передней оси до центра масс; k – половина колеи; α – угол бокового опрокидывания; β – угол между продольной осью и боковой осью опрокидывания; γ – угол опрокидывания через заднюю ось

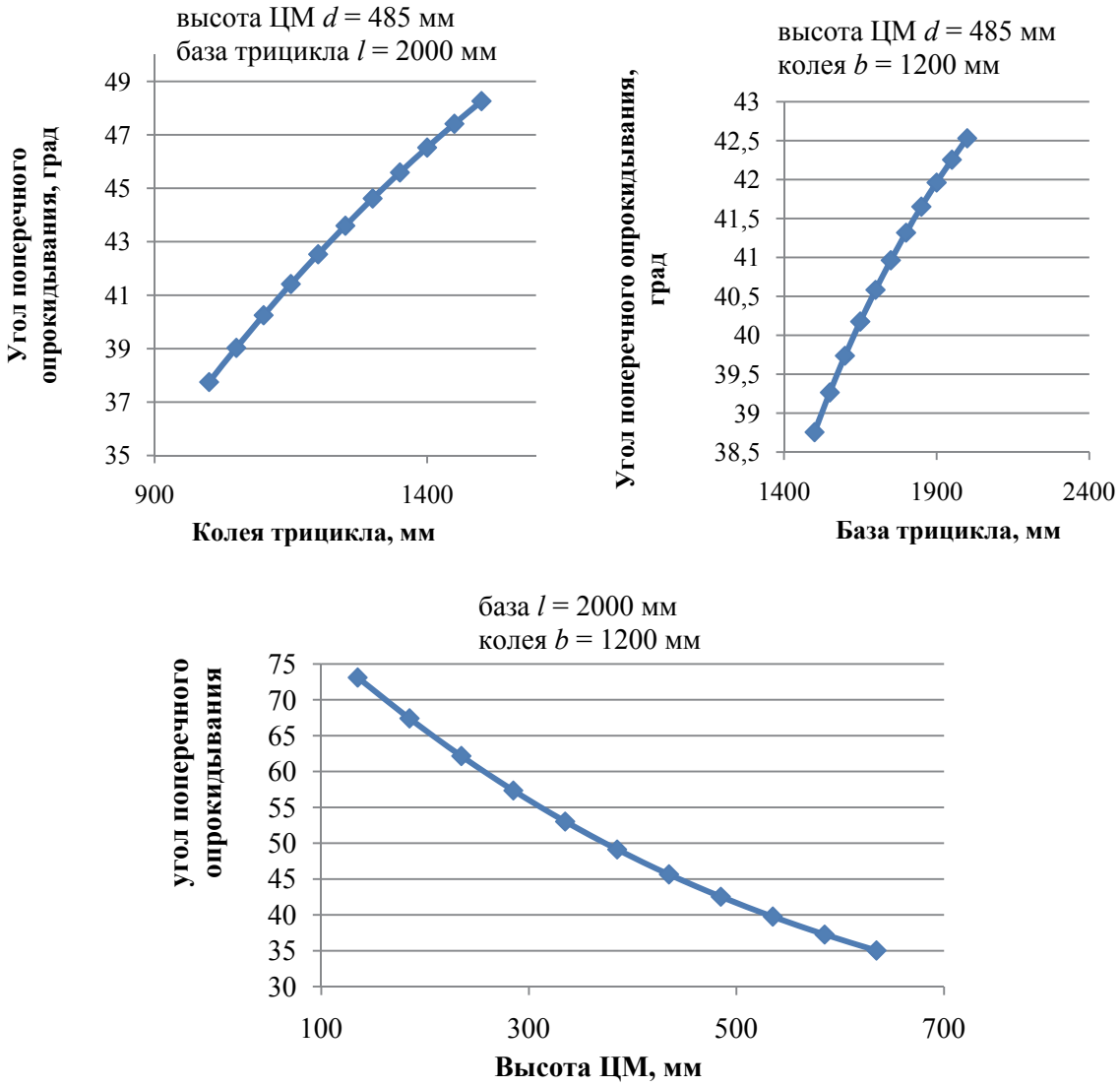


Рис. 2. Влияние геометрических параметров трицикла на его поперечную устойчивость

В качестве прототипа проектируемого ТС был выбран трицикл с «автомобильной» посадкой на пневмокатках «МИНИ-200».

Проектируемое ТС конструктивно принципиально отличается от прототипа следующим: для снижения стоимости из конструкции ведущего моста убран дифференциал; для улучшения устойчивости, за счет более низкого расположения центра масс, силовой агрегат перенесен в пространство над задней осью, а сиденье водителя располагается более близко к полу, также данное расположение силового агрегата более безопасно при использовании трицикла в водной среде; посадка водителя осуществляется сбоку (рис. 3).

Рама трицикла состоит из трех основных частей: клетка безопасности – центральная часть, передний подрамник с рулевым управлением и задний подрамник с элементами трансмиссии. Привод на ведущие колеса

осуществляется цепной передачей. Амортизация дорожных неровностей осуществляется за счет упругих свойств пневмокатков. Тормозной привод механический (тросовый), двухконтурный (на переднюю и заднюю оси). Тормозными механизмами являются штатные тормозные барабаны от мопеда Honda-Dio. Рулевое управление мотоциклетного типа, от мопеда с увеличенной шириной вилки под размеры нового колеса (рис. 4).

Прочностные расчеты пространственной рамы трицикла проводились методом конечных элементов с использованием лицензионного программного обеспечения Solid Works Simulation. Нагружение проводилось согласно условию «переезд ТС через единичное препятствие». Минимальный запас прочности составил 2,7 (рис. 5).

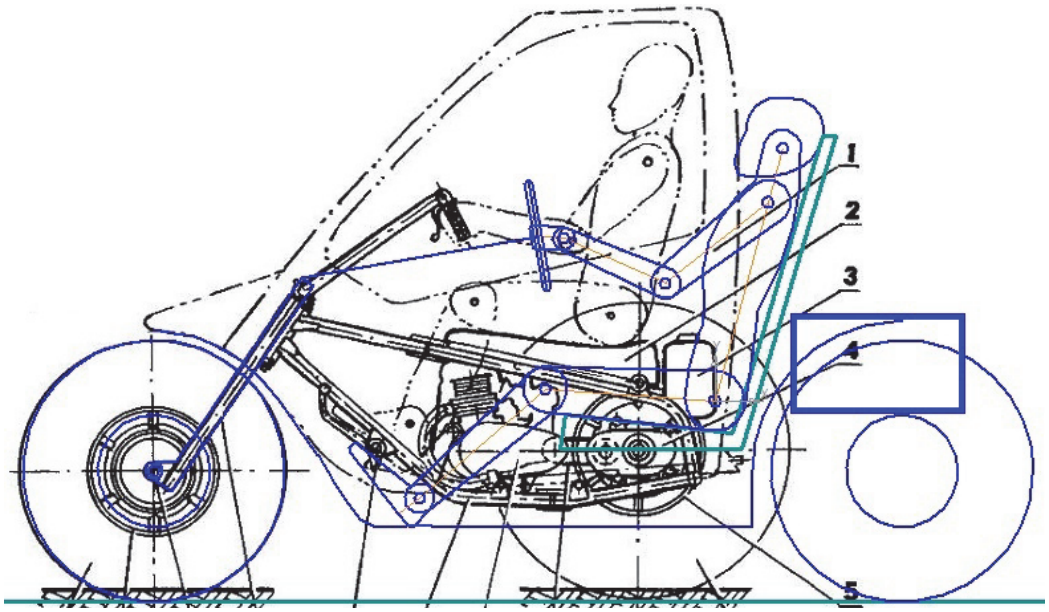


Рис. 3. Эскиз сравнительного расположения основных агрегатов и водителя проектируемого ТС с прототипом

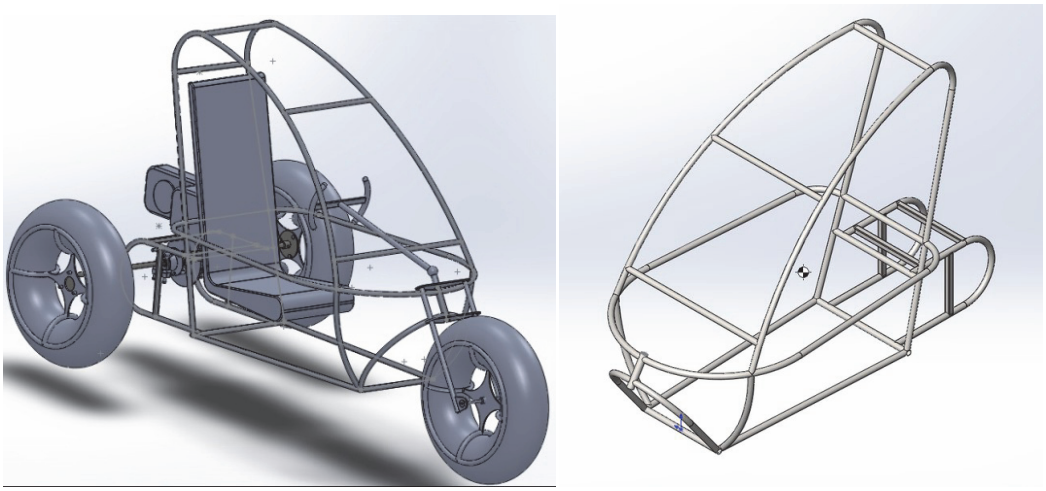


Рис. 4. Общий вид проектируемого трицикла

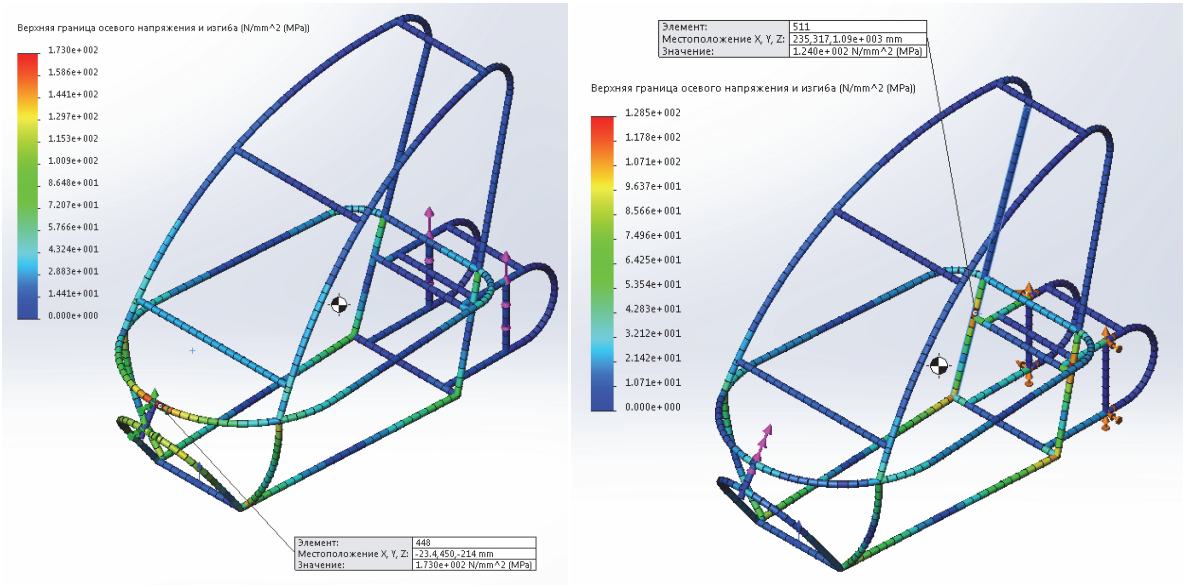


Рис. 5. Результаты прочностных расчетов рамы проектируемого трицикла

С учетом концепции трицикла (имеется в виду двухсредность) вес каждого узла является критичным параметром. Металлические диски, за основу которых были взяты заводские, штампованные диски от автомобиля ВАЗ 1111 (Ока), получились чрезмерно тяжелыми для данной конструкции. Облегчение дисков за счет удаления «лишнего» материала также не дало ощутимого эффекта. Вариантом решения данной проблемы могло стать использование разборных дисков, например из банных тазов, соединенных между собой донными частями. Однако в данной конструкции обнаружился недостаток в месте присоединения получившегося диска к ступице, в результате знакопеременных нагрузок образовывались микротрещины с дальнейшим разрушением колесного диска. Так как конструкция колеса, собираемая из двух половин, показала себя достаточно технологичной и легкой при сборке, было решено изготовить композитные комплектующие (с усиленным днищем под крепление ступицы) и соединить их в колесо (рис. 6).

Для определения тягово-скоростных свойств трицикла (рис. 7) использовались: внешняя скоростная характеристика ДВС QMB 139; передаточные отношения трансмиссии (вариатор 2,53–0,9; двухступенчатая цилиндрическая зубчатая передача 1 ст. 3,692; 2 ст. 3,454; цепная передача 1,45); радиус колеса $r_k = 0{,}35$ м; к-т аэродинамического сопротивления $C_x = 0{,}3$ м; лобовая площадь $F_a = 1{,}2$ м; плотность воздуха $\rho = 1{,}205$ кг/м при 20 °С; к-т сопротивление качению $f = 0{,}2$; к-т сцепления $\varphi = 0{,}6$.

Максимальная сила тяги ведущих колес:

$$P_{\text{т}} = \frac{M_e \cdot u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_k} = \frac{5{,}2 \cdot 46{,}78 \cdot 0{,}95}{0{,}35} = 660 \text{ Н}. \qquad (3)$$

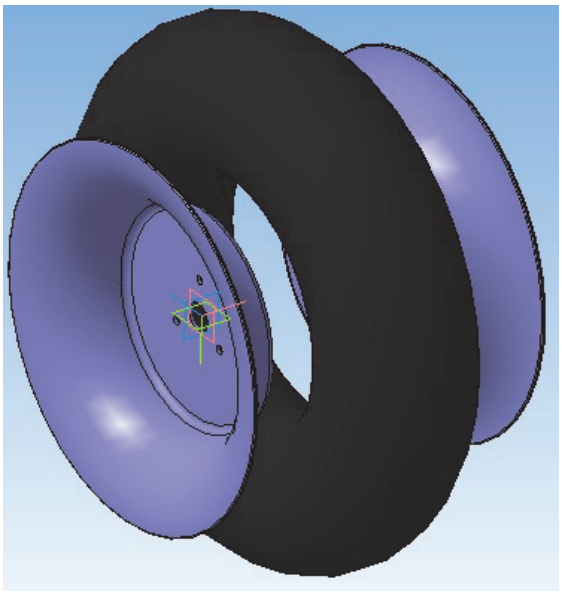


Рис. 6. Модель составного колеса трицикла

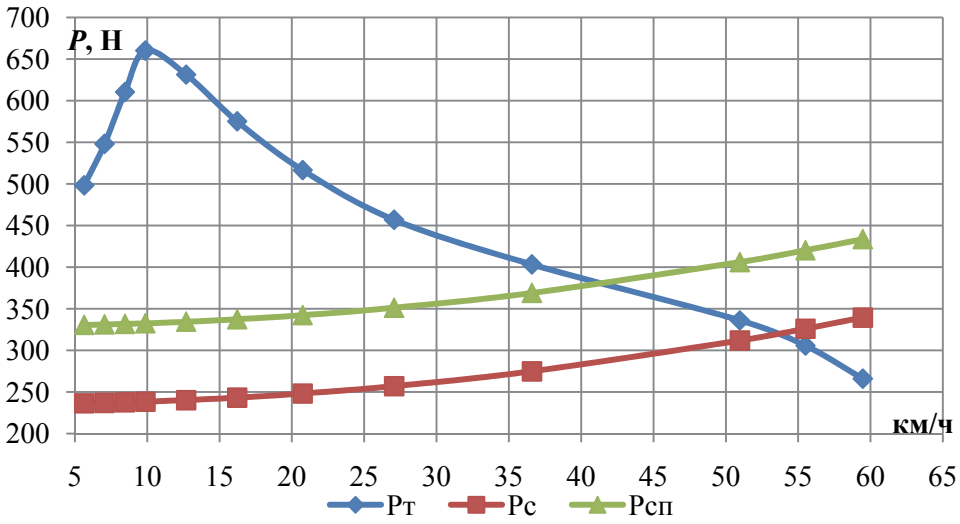


Рис. 7. Тяговая характеристика проектируемого ТС: $P_т$ – сила тяги; $P_с$ – сила сопротивления на горизонтальном участке; $P_{сп}$ – сила сопротивления на подъеме

Динамический фактор:

$$D = \frac{P_т - P_в}{m_{тс} \cdot g} = \frac{660 - 1{,}69}{120 \cdot 9{,}81} = 0{,}559. \qquad (4)$$

Ускорение ТС:

$$j = \frac{(D - f) \cdot g}{\delta} = \frac{(0{,}559 - 0{,}201003) \cdot 9{,}81}{8{,}46} = 0{,}416 \text{ м/с}^2. \qquad (5)$$

Максимальный преодолеваемый уклон:

$$i_{max} = \text{arctg}\,(D - f) = \text{arctg}\,(0.559 - 0.201003) = 19{,}7 \text{ град.} \quad (6)$$

Основными динамическими показателями поперечной устойчивости являются критические скорости (рис. 8):

- по заносу

$$V_з = \sqrt{\varphi_y \cdot g \cdot \frac{R(a + b\cos\theta)}{L}} =$$

$$= \sqrt{0{,}4 \cdot 9{,}81 \cdot \frac{5{,}5(1{,}57 + 0{,}4\cos 20)}{2}} = 23{,}49 \text{ км/ч;} \quad (7)$$

- по опрокидыванию

$$V_0 = \sqrt{\frac{a \cdot g \cdot R\sin\alpha}{h}} = \sqrt{\frac{1{,}57 \cdot 9{,}81 \cdot 5{,}5\sin 16{,}7}{0{,}516}} = 24{,}68 \text{ км/ч;} \quad (8)$$

Амфибийные свойства ТС на практике достигаются двумя способами: герметичным кузовом или использованием понтонов. Использование понтонов является более предпочтительным, поскольку обладает простотой конструкции и надежностью в эксплуатации. К тому же использование понтонов позволяет корректировать ватерлинию при изменении массовых характеристик ТС. У проектируемого трицикла расчетная высота ватерлинии составляет 350 мм, деферент на корму 3–5 град. Это обеспечивается применением объемов пневмокатков и основных и дополнительных понтонов в виде пенопласта (рис. 9).

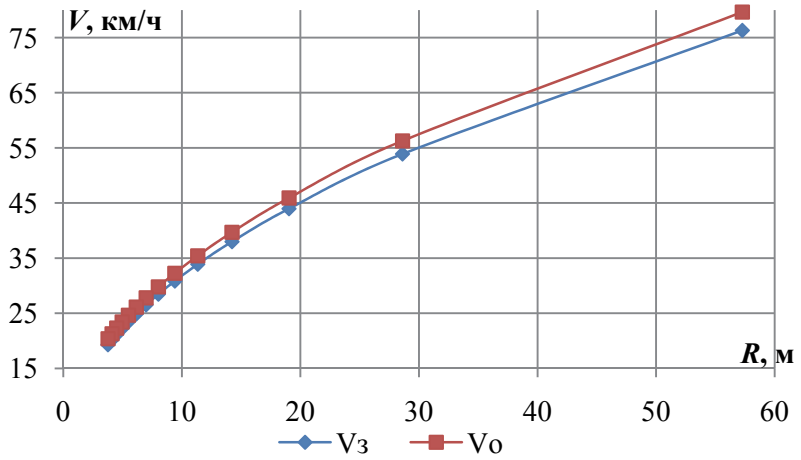


Рис. 8. Зависимость критических скоростей по заносу и опрокидыванию от радиуса поворота проектируемого ТС: $V_з$ – критическая скорость по заносу; V_o – критическая скорость по опрокидыванию

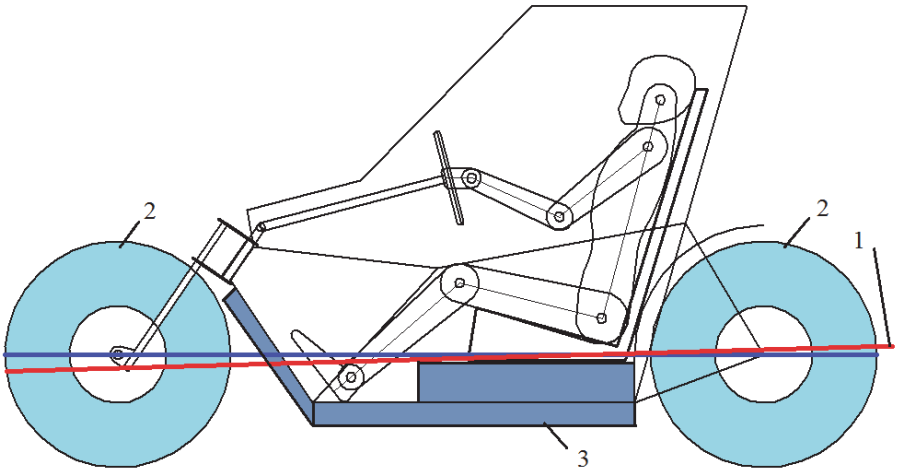


Рис. 9. Амфибийные свойства проектируемого трицикла: 1– ватерлиния; 2 – пневмокаты; 3 – понтоны (пенопласт)

Предлагаемая конструкция трицикла отвечает требованиям, предъявляемым к ТС категории L_2, обладает амфибийными свойствами. В отношении устойчивости реализовано условие $V_0 > V_з$, что в совокупности с результатами прочностных расчетов рамы и применением каркаса безопасности проектируемый трицикл обладает высокой пассивной безопасностью.

Список литературы

1. Иерусалимский А.М. Теория, конструкция и расчет мотоцикла. М.-Л., 1947.

2. Волков А.Т. Проектирование мотоцикла. М., 1978.

3. Мамити Г.И., Льянов М.С. Устойчивость трициклов по заносу и опрокидыванию // Автомобильная промышленность. 2008. № 9. С. 22–24.

4. Шарипов В.М. Автомобили и тракторы основы эргономики и дизайна. М., 2002.

УДК 621.83

Н.Н. Трушин, Г.В. Шадский
Тульский государственный университет

Двухдиапазонная гидромеханическая передача с разделительным дифференциалом

В трансмиссиях многих самоходных машин применяются гидромеханические передачи (ГМП), которые содержат следующие компоненты:

1) гидродинамический трансформатор крутящего момента (как правило, это комплексный гидротрансформатор);

© Трушин Н.Н., Шадский Г.В., 2016

2) механическая ступенчатая коробка передач, которая состоит из механического зубчатого редуктора планетарного или непланетарного (вального) типа и механизмов переключения передач (зубчатых муфт, синхронизаторов, фрикционных муфт и тормозов);

3) гидравлической системы подачи рабочей жидкости к узлам ГМП и системы автоматического управления гидротрансформатором и коробкой передач.

Широкое распространение в трансмиссиях самоходных машин самого различного назначения гидромеханических передач с гидротрансформаторами обусловлено следующими их достоинствами:

- способность автоматически изменять передаточное отношение в зависимости от нагрузки на трансмиссию при непрерывной передаче крутящего момента двигателя;
- способность гасить крутильные колебания в трансмиссии, благодаря чему увеличивается ресурс и повышается плавность работы двигателя и агрегатов трансмиссии;
- относительно малые размеры и масса по сравнению с механическими передачами при передаче больших потоков мощности;
- улучшение управляемости трансмиссией и машиной в целом, особенно в неблагоприятных условиях эксплуатации.

В структуре ГМП гидротрансформатор может размещаться последовательно или параллельно относительно потока передаваемой мощности. При последовательном соединении мощность двигателя самоходной машины единым потоком последовательно передается через гидравлическую и механическую передачи на выходной вал трансмиссии. В этом случае потери мощности в трансмиссии последовательно увеличиваются, понижая КПД передачи и трансмиссии в целом.

При параллельном размещении гидротрансформатора происходит разделение потока мощности двигателя на два самостоятельных потока мощности, один из которых проходит через гидравлическую передачу (гидротрансформатор), а другой – через механическую передачу.

ГМП с разделением потока мощности подразделяются на две группы: с внешним разделением потока мощности и внутренним разделением потока мощности. В передачах с внутренним разделением потока мощности мощность двигателя разделяется внутри гидротрансформатора специальной конструкции – многотурбинного или многоступенчатого. Многотурбинные и многоступенчатые гидротрансформаторы обладают высокими преобразующими свойствами, но имеют сложную конструкцию, что ограничивает их применение в трансмиссиях машин.

ГМП с внешним разделением потока мощности получили большее распространение в трансмиссиях самоходных машин. В этих ГМП поток мощности двигателя делится вне передачи: одна часть мощности передается

через гидравлическую передачу, другая часть – через механическую передачу, затем потоки мощности складываются, и мощность единым потоком передается на выходной вал ГМП. В этом случае одна часть мощности передается через гидротрансформатор, имеющий более низкий КПД, а другая часть мощности передается на выходной вал непосредственно или через механическую передачу с высоким КПД. На выходном валу обе части мощности складываются. В результате повышается КПД передачи в целом.

В двухпоточных ГМП разделение мощности двигателя на два потока или сложение потоков мощности в один осуществляется при помощи механических передач – дифференциалов, в качестве которых используются планетарные зубчатые механизмы. В зависимости от расположения дифференциала относительно гидротрансформатора двухпоточные ГМП делятся на две группы. К первой относятся ГМП, в которых дифференциал расположен на входе передачи; такой дифференциал является разделительным (дифференциал «на входе»). Ко второй группе относятся ГМП, в которых дифференциал размещается на выходе передачи; в этом случае дифференциал является суммирующим (дифференциал «на входе»).

В работе [1] представлен кинематический и динамический анализ элементарных двухпоточных гидромеханических передач с дифференциалами. В двухпоточных ГМП при уменьшении максимального коэффициента трансформации крутящего момента можно добиться повышения максимального КПД, повышения нагружаемости и увеличения прозрачности передачи, уменьшения активного диаметра гидротрансформатора. Кроме этого, двухпоточные ГМП с дифференциалами позволяют применять унифицированные и серийные модели гидротрансформаторов.

Типовая двухпоточная ГМП с разделительным дифференциалом содержит последовательно соединенные гидротрансформатор и трехзвенный планетарный зубчатый механизм. Одно звено дифференциала – водило – соединено с входным валом передачи, а два других звена соединены с насосным и турбинным колесами гидротрансформатора. При этом звено дифференциала, соединенное с турбиной гидротрансформатора, соединяется и с выходным валом передачи.

На рис. 1 представлена кинематическая схема элементарной двухпоточной гидромеханической передачи с разделительным планетарным дифференциалом. Данная ГМП содержит корпус (на схеме не обозначен), входной вал *1*, комплексный трехколесный гидротрансформатор *2*, который содержит насосное колесо *3*, турбинное колесо *4* и реакторное колесо *5*. В комплексном гидротрансформаторе реакторное колесо соединяется с корпусом ГМП посредством муфты свободного хода *6*. Выходной вал *7* ГМП соединяется с турбинным колесом гидротрансформатора. Входной вал соединяется с водилом *9* разделительного дифференциала *8*. На водиле установлены сателлиты *11*. Центральная (солнечная) шестерня 10 диффе-

ренциала одновременно соединяется с турбинным колесом гидротрансформатора и выходным валом ГМП. Эпициклическая (коронная) шестерня *12* дифференциала соединяется с насосным колесом гидротрансформатора.

Рассматриваемая ГМП по сравнению с параметрами исходного гидротрансформатора характеризуется более высоким максимальным значением коэффициента полезного действия. Передача также характеризуется отсутствием циркулирующей мощности, но имеет значительной меньший коэффициент трансформации крутящего момента двигателя. Нагружаемость передачи увеличивается в области малой угловой скорости двигателя. Угловая скорость насосного колеса гидротрансформатора превышает угловую скорость двигателя и зависит от параметра дифференциала Z_{12}/Z_{10}, где Z_{10} – число зубьев центральной шестерни, Z_{12} – число зубьев центральной шестерни; это обстоятельство может ухудшить работу гидротрансформатора. Кроме этого, ухудшается способность двухпоточной передачи гасить крутильные колебания.

Возможен вариант элементарной двухпоточной ГМП с разделительным дифференциалом, у которого центральная шестерня соединена с насосным колесом гидротрансформатора, а эпициклическая шестерня – с турбинным колесом. Такая передача обладает теми же основными свойствами, что и передача на рис. 2, однако вследствие еще более высокой угловой скорости насосного колеса возрастает вероятность возникновения кавитации рабочей жидкости в гидротрансформаторе.

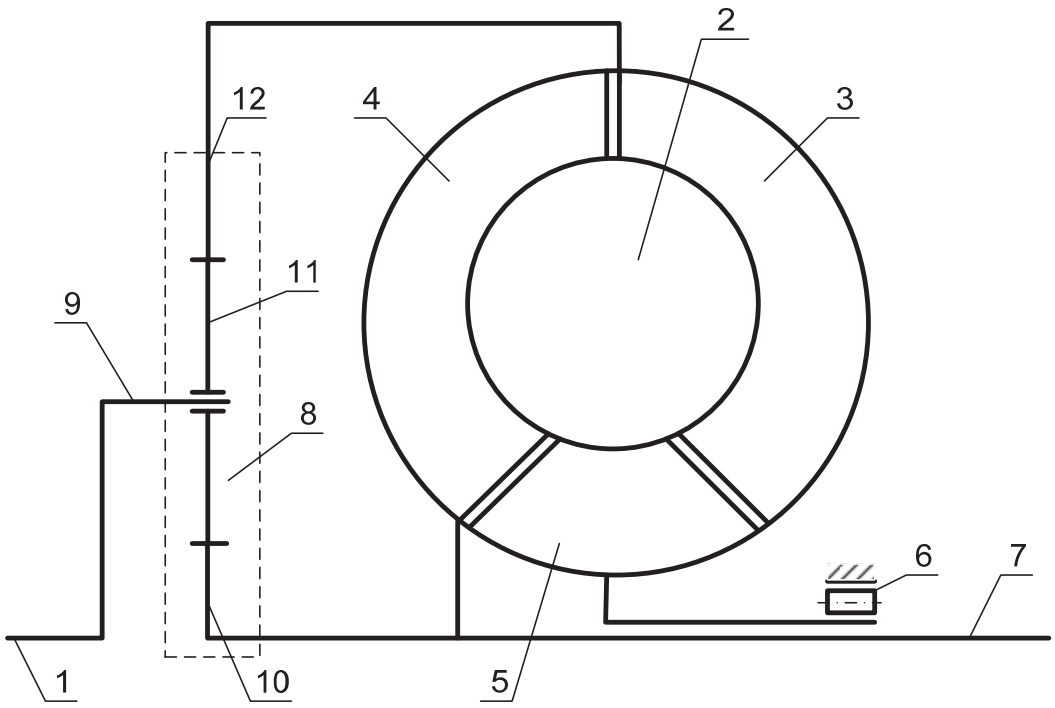


Рис. 1. Кинематическая схема элементарной двухпоточной гидромеханической передачи с разделительным планетарным дифференциалом

Повысить эксплуатационную эффективность рассматриваемой двухпоточной гидромеханической передачи с разделительным дифференциалом путем повышения среднего КПД передачи возможно сочетанием однопоточного и двухпоточного режимов работы. Указанная цель достигается введением в конструкцию исходной гидромеханической передачи двух управляемых фрикционных муфт, с помощью которых передача может работать в двух диапазонах совместной работы с приводным двигателем. В первом диапазоне передаточных чисел (от 0 до 0,6) реализуются однопоточная схема передачи и преобразования крутящего момента двигателя, а во втором диапазоне передаточных чисел (от 0,6 до 0,85) – двухпоточная схема работы.

На рис. 2 представлена кинематическая схема первого варианта двухдиапазонной ГМП, оснащенной трехколесным комплексным гидротрансформатором и двумя управляемыми фрикционными муфтами.

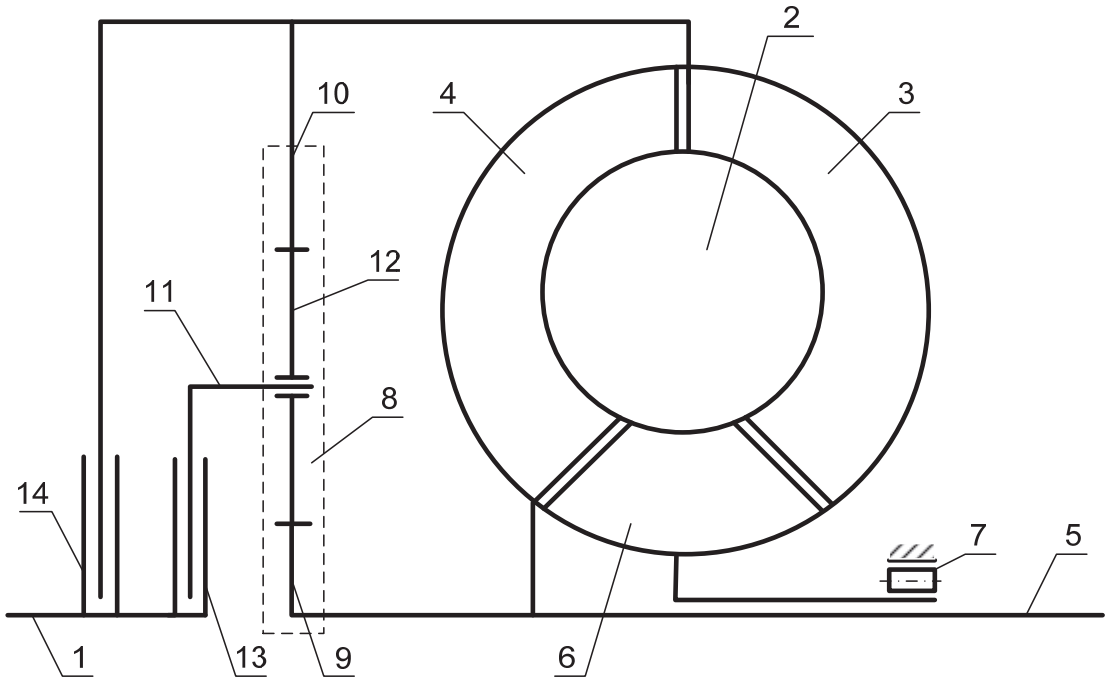


Рис. 2. Кинематическая схема двухдиапазонной гидромеханической передачи с двумя сцепными муфтами

Передача содержит входной вал *1*, гидротрансформатор *2*, который содержит насос *3*, турбину *4*, соединенную с выходным валом *5*. Реактор *6* установлен на муфте свободного хода *7*. Разделительный дифференциал *8* содержит центральную (солнечную) шестерню *9*, которая соединена с турбинным колесом гидротрансформатора и выходным валом передачи. Эпициклическая (коронная) шестерня *10* соединена с насосным колесом гидротрансформатора. Водило *11* дифференциала с установленными на нем сателлитами *12* с помощью управляемой фрикционной муфты *13* может

соединяться с входным валом и отключаться от него. Вторая управляемая фрикционная муфта 14 позволяет соединять входной вал передачи с эпициклической шестерней и турбинным колесом гидротрансформатора.

Управление фрикционными муфтами осуществляется с помощью гидравлической системы ГМП.

На первом диапазоне работы данная ГМП работает как однопоточная, фрикционная муфта 13 выключена, фрикционная муфта 14 включена. Вращение от входного вала через муфту 14 передается на насосное колесо 3 гидротрансформатора, а от него – на турбинное колесо 4 и выходной вал 5. Водило 11 при этом вращается свободно. На однопоточном режиме работы ГМП характеризуется повышенными преобразующими свойствами, определяемыми характеристиками используемого гидротрансформатора.

На втором диапазоне ГМП работает как двухпоточная с повышенным КПД. В этом случае фрикционная муфта 13 выключена, фрикционная муфта 14 включена и соединяет входной вал передачи с эпициклической шестерней 10 дифференциала и насосным колесом 3 гидротрансформатора. Крутящий момент двигателя посредством разделительного дифференциала разделяется на два параллельных потока, которые суммируются на выходном валу передачи.

Чтобы обеспечить неразрывность потока мощности двигателя при движении самоходной машины в моменты переключения диапазонов работы ГМП, выключение одной муфты и включение другой муфты должны происходить с перекрытием. Независимо от режима работы ГМП обе фрикционные муфты должны быть рассчитаны на передачу максимального крутящего момента двигателя машины.

На рис. 3 представлены безразмерные характеристики двухдиапазонной гидромеханической передачи в зависимости от передаточного отношения i:

1) графики изменения КПД передачи η в однопоточном режиме работы (кривая 1) и двухпоточном режиме работы (кривая 2);

2) графики изменения коэффициента трансформации K крутящего момента в однопоточном режиме работы (кривая 3) и двухпоточном режиме работы (кривая 4).

Два диапазона работы рассматриваемой ГМП соответствуют трогании и разгону самоходной машины. Момент переключения передачи с однопоточного режима (диапазона) работы на двухпоточный режим (диапазон) и обратно может определяться точкой пересечения кривых, соответствующей передаточному отношению i^*. Кроме этого, однопоточный режим работы ГМП может быть востребован при движении самоходной машины в неблагоприятных дорожных условиях или вне дорог, а при движении машины в хороших дорожных условиях двухпоточный режим работы является более эффективным.

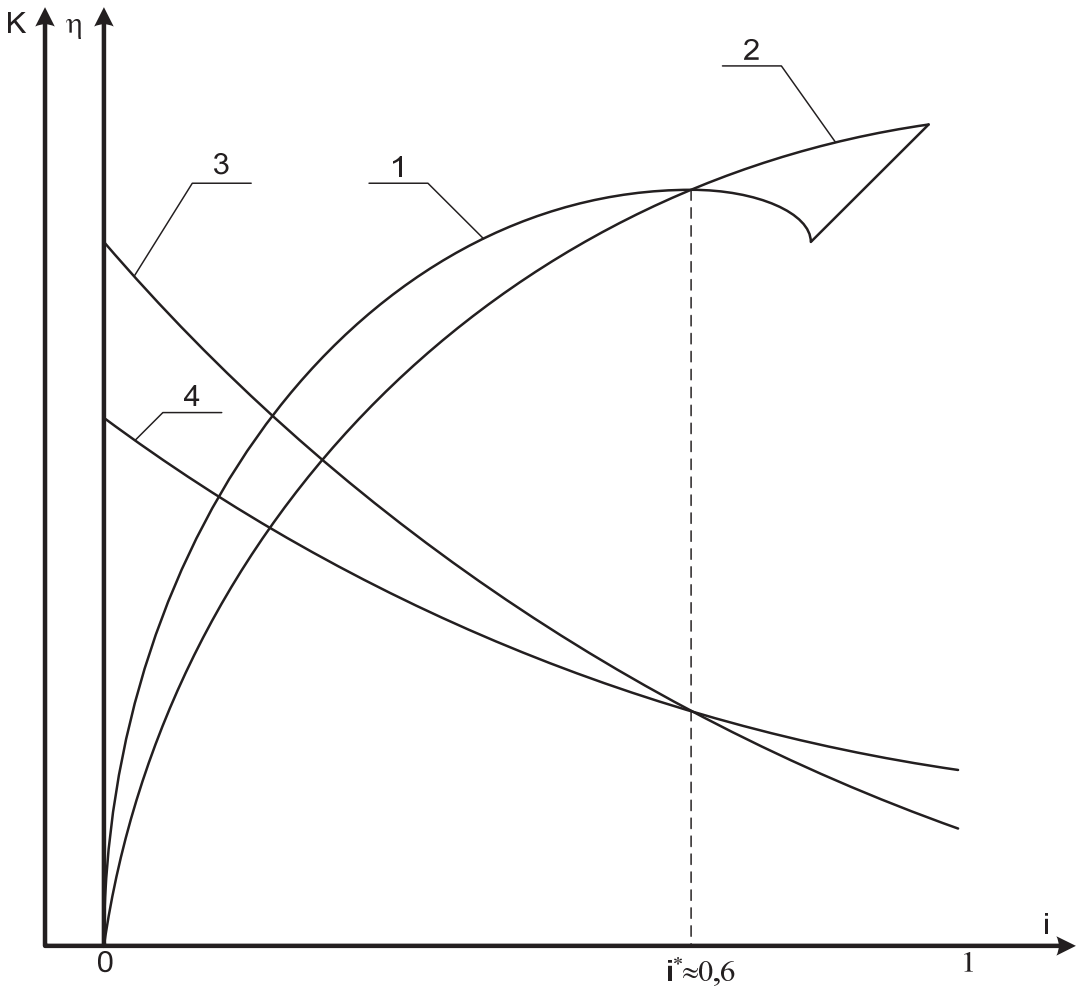


Рис. 3. Характеристики изменения КПД (η) и коэффициента трансформации (*K*) крутящего момента двухдиапазонной ГМП

Для рассматриваемой ГМП возможен и третий режим работы при одновременном включении фрикционных муфт *13* и *14*. В этом случае происходит блокирование всей передачи – блокируются и дифференциал, и гидротрансформатор. Передаточное отношение передачи при этом равно 1, гидротрансформатор может быть опорожнен от рабочей жидкости, и крутящий момент двигателя будет передаваться с входного вала на выходной вал с максимально возможным КПД. Такой режим работы ГМП также может быть использован при движении самоходной машины в хороших дорожных условиях.

На рис. 4 представлена кинематическая схема второго варианта двухдиапазонной ГМП, в которой фрикционная муфта *14* заменена муфтой свободного хода 15 [2]. В однопоточном диапазоне работы этого варианта ГМП фрикционная муфта *13* выключена, водило дифференциала отсоединено от входного вала передачи и вращается свободно. Вращение от входного вала передается на насосное колесо гидротрансформатора через замк-

нутую муфту свободного хода *15*. В двухпоточном диапазоне режима работы ГМП фрикционная муфта *13* включена, водило *11* дифференциала соединяется с входным валом передачи. Поскольку насосное колесо гидротрансформатора и соединенная с ним эпициклическая шестерня *10* дифференциала вращается быстрее входного вала, муфта свободного хода разомкнута.

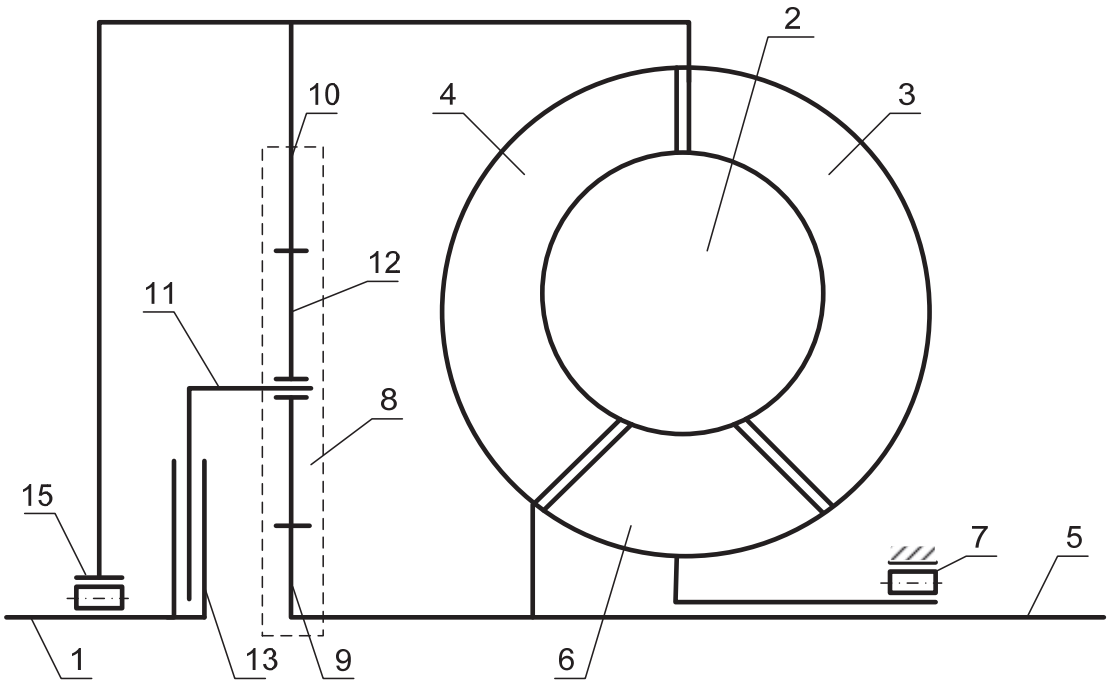


Рис. 4. Кинематическая схема двухдиапазонной гидромеханической передачи с муфтой свободного хода

Таким образом, муфта свободного хода позволяет частично автоматизировать процесс переключения между диапазонами работы ГМП с помощью только одной управляемой фрикционной муфты, что позволяет несколько упростить систему управления передачей. При этом муфта свободного хода и фрикционная муфта также должны быть рассчитаны на передачу максимального крутящего момента двигателя самоходной машины.

Двухдиапазонная ГМП одновременно сочетает в себе положительные стороны и однопоточной гидромеханической передачи (повышенные значения коэффициента трансформации и КПД в диапазоне малых передаточных отношений), и двухпоточной гидромеханической передачи (повышенные значения КПД в диапазоне больших передаточных отношений). Как результат, рассмотренная ГМП позволяет повысить средний КПД трансмиссии самоходной машины по сравнению с трансмиссией, оснащенной однопоточной ГМП, при обеспечении высоких преобразующих свойств в зоне малых передаточных отношений.

Список литературы

1. Петров А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. М., 1966.

2. А.с. № 1754499 СССР, МКИ[5]В60К 17/10, F16H 47/08. Двухдиапазонная гидромеханическая передача / Г.В. Шадский, Н.Н. Трушин. (СССР). № 4880940/11; заявл. 06.11.90; опубл. 15.08.92. Бюл. № 30.

УДК 621.879.3

С.А. Зеньков, Н.А. Балахонов, П.Ю. Дрюпин
Братский государственный университет

Определение потребной мощности оборудования теплового воздействия для снижения адгезии грунтов к ковшовым рабочим органам

Одним из критериев оценки эффективности работы оборудования является показатель его удельной энергоемкости. Удельная энергоемкость процесса сдвига грунта по металлической поверхности рабочего органа при смерзании определяется следующим выражением [1]:

$$N_{\text{уд}} = \frac{N_{\text{сумм}}}{S_{\text{сдв}}},$$

где $N_{\text{сумм}}$ – суммарная мощность, затрачиваемая на процесс сдвига, кВт; $S_{\text{сдв}}$ – площадь сдвигаемого образца, м^2.

Суммарные затраты мощности на процесс сдвига при тепловом воздействии:

$$N_{\text{сумм тепл}} = N_{\text{треб}} \cdot K_{\text{в}} + N_{\text{сдв}},$$

где $N_{\text{треб}}$ – требуемая мощность нагревательных элементов, кВт (номограмма по определению потребной мощности нагревательного устройства к ковшам экскаваторов, построенная на основании теплофизического расчета [2], представлена на рис. 1); $K_{\text{в}}$ – коэффициент, учитывающий эффективное время работы элементов; $N_{\text{сдв}}$ – мощность, затрачиваемая на сдвиг.

$$N_{\text{сдв}} = \frac{A}{t} = \frac{P_{\text{с}} \cdot L}{t},$$

где A – работа, затрачиваемая на сдвиг образца грунта, кдж; t – продолжительность сдвига, с; $P_{\text{с}}$ – сопротивление сдвигу образца грунта при тепловом воздействии, кН (определяется по результатам экспериментов [3–6]); L – перемещение образца грунта, м.

© Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Дрюпин П.Ю., 2016

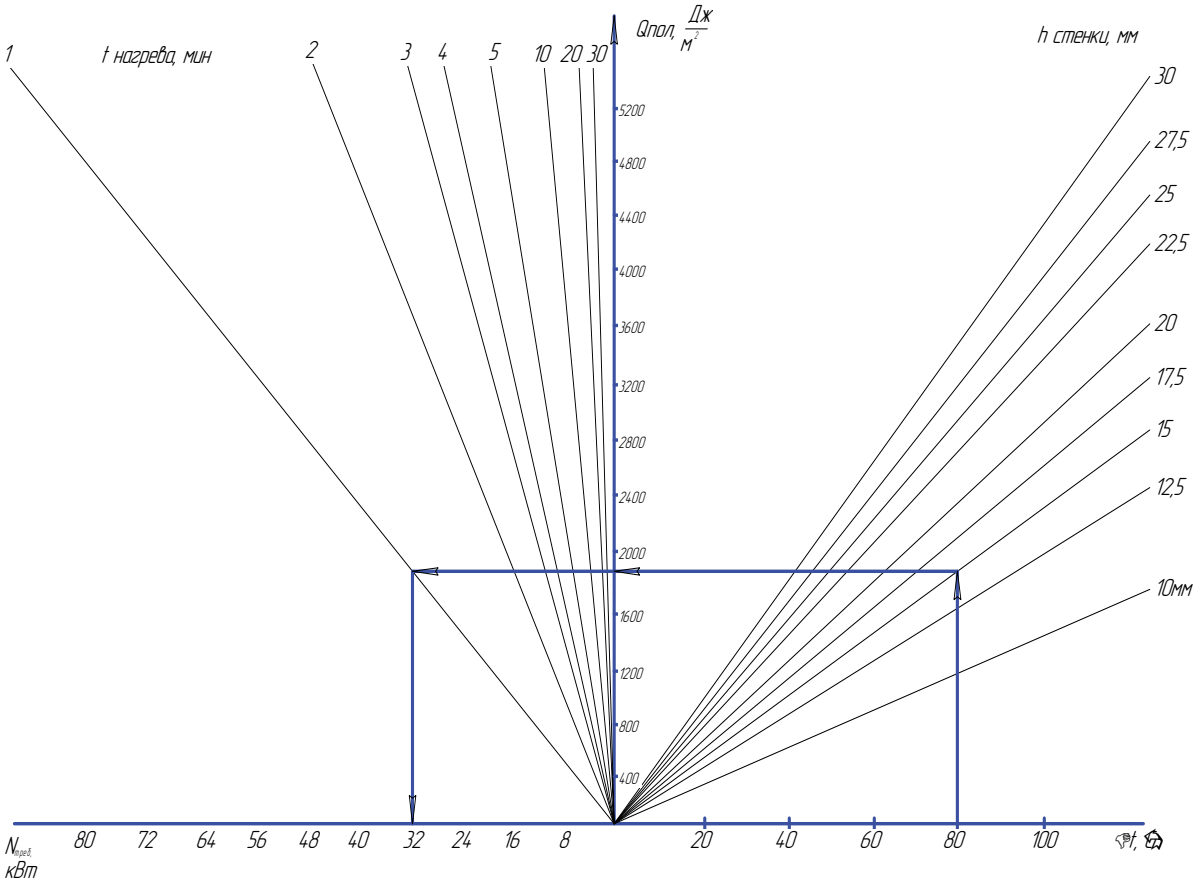


Рис. 1. Номограмма для определения потребной мощности гибких нагревательных устройств теплового воздействия

Известны различные источники теплового воздействия, применяемые на ковшовых рабочих органах. В качестве источника теплового воздействия могут быть применены элементы нагревательные гибкие ленточные (ЭНГЛ). Наиболее подходящими для практического применения на ковшовых рабочих органах землеройных машин являются гибкие нагревательные ленты ЭНГЛ-1 и ЭНГЛУ-400, выпускаемые компанией ТЕРМ, созданной на базе Санкт-Петербургского филиала ОАО СКБ «Транснефтеавтоматика».

Проведенные экспериментальные исследования по использованию в качестве источника теплового воздействия гибких нагревательных ленточных элементов позволили составить номограмму для определения их потребной мощности.

Применение в качестве источника теплового воздействия для снижения намерзания грунта гибких нагревательных ленточных элементов (ЭНГЛ) осуществлено в конструкции, представленной на рис. 2. Ленточный элемент *4* намотан на кронштейны *3*, жестко закрепленные на внешней поверхности передней стенки ковша между ребрами жесткости, и закрыт крышкой *2*. Свободное пространство заполнено сухим кварцевым

песком *1*, который является одновременно теплоизолятором и аккумулятором тепловой энергии, обеспечивая равномерный нагрев передней стенки. Установка нагревательного устройства на внешней стороне передней стенки ковша прямой лопаты вызвана тем, что передняя стенка наиболее подвержена адгезии, а пространство между карманами зубьев и нижним выступом передней стенки в меньшей степени взаимодействует с грунтом в процессе работы экскаватора.

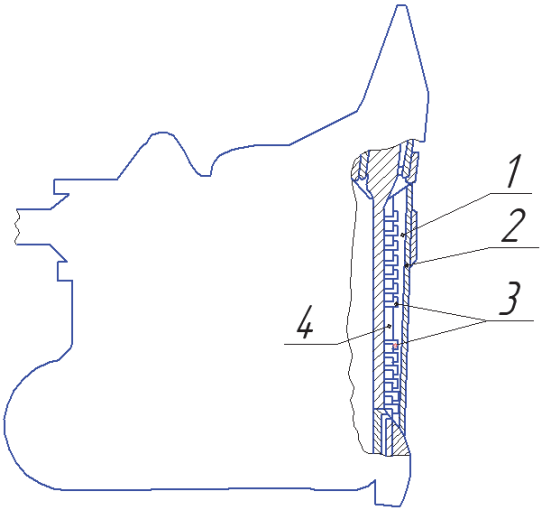


Рис. 2. Ковш экскаватора с устройством теплового воздействия: *1* – кварцевый песок; *2* – крышка; *3* – кронштейн; *4* – нагревательный ленточный элемент

Результаты расчетов удельной энергоемкости процесса сдвига грунта по металлической поверхности при смерзании от температуры в плоскости сдвига показали, что удельная энергоемкость процесса сдвига при тепловом воздействии на 10–15 % меньше удельной энергоемкости при акустическом воздействии.

Список литературы

1. Баловнев В.И., Ермилов А.Б. Оценка технико-экономической эффективности дорожно-строительных машин на этапе проектирования. М., 1984.

2. Пехович А.И., Жидких В.М. Расчеты теплового режима твердых тел. Л., 1976.

3. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Анализ возможного повышения производительности экскаваторов при термоакустическом воздействии для устранения адгезии грунта к ковшу // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2008. № 2. С. 137–140.

4. Планирование эксперимента по исследованию влияния параметров теплового воздействия на сопротивление сдвигу грунта / С.А. Зеньков, Р.А. Диппель, К.В. Булаев, А.А. Батуро // Механики XXI веку. 2005. № 4. С. 52–56.

5. Перспективы применения гибких нагревательных ленточных элементов для снижения адгезии грунта к рабочим органам ковшового типа / С.А. Зеньков, Е.В. Курмашев, А.В. Елохин, Д. Дэлэг // Механики XXI веку. 2009. № 8. С. 164–167.

6. Анализ структуры рабочего органа ковшового типа с устройством внешнего интенсифицирующего воздействия для снижения адгезии грунта / С.А. Зеньков, А.А. Батуро, К.В. Булаев, Р.А. Диппель // Механики XXI веку. 2005. № 4. С. 49–52.

УДК 656.131:681.5.03
УДК 621.431.73
С.М. Кадыров, Ф.Ш. Умеров
Ташкентский автомобильно-дорожный институт

Применение нейронных сетей в мехатронных системах управления двигателем внутреннего сгорания

В современных городах и особенно в мегаполисах остро стоит проблема загазованности и выбросов в атмосферу от автомобильного транспорта. В некоторых крупных европейских городах введен платный проезд в центр города. Существует несколько способов снизить выбросы автомобильных двигателей: применение каталитических нейтрализаторов, регулирование фаз газораспределения, применение камер сгорания специальной формы и т.д. В той или иной степени автопроизводители применяют эти системы и подстраивают свои двигатели к нормам токсичности выбросов. Современные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) имеют мехатронное управление, реализованное блоком управления (ЭБУ), датчиками (датчик температуры, датчик детонации, датчики положения коленчатого и распределительного валов), установленными в самом двигателе, соединительными проводами и исполнительными механизмами (форсунки, электрический привод дроссельной заслонки с антипробуксовочной системой и др.). На этом фоне к мехатронным системам управления двигателя предъявляются все новые требования, и использование линейных систем обработки информации становится устаревшим и не отвечающим современным реалиям.

В последние несколько лет часто упоминаются системы управления, основанные на нейронных сетях. Целью данной статьи является подробное

© Кадыров С.М., Умеров Ф.Ш., 2016

описание принципов работы нейронных сетей. Задача состоит в доказательстве превосходства использования нейронных сетей или нелинейной логики в системах управления двигателем внутреннего сгорания.

Мехатронное управление двигателем пришло к нам в 1980-х гг. В то время инженеры всего мира искали способы снижения потребления горючего ввиду всемирного топливного кризиса. Эти механические системы имели минимальную производительность и эффективность.

Основными преимуществами микропроцессорного управления являются:

а) уменьшение габаритов системы;

б) оптимизация процессов сгорания;

в) возможность одновременного учета сигналов множества периферийных датчиков;

г) минимизация времени обработки входящей информации.

В начале 80-х ЭБУ стали стандартной частью практически любого автомобиля. Автомобильный блок управления двигателем – это компьютер, предназначенный для решения очень специфичной задачи. Условия его работы, такие как температура, влажность, необходимость обработки массы информации, практически моментально делают сложным процессом создание и проектирование ЭБУ. До сих пор электронный блок управления двигателем является самым сложным и энергоемким компьютером в автомобиле.

По сути, мы имеем обычный компьютер с линейной обработкой входных параметров без гибкой системы обработки данных. Двигатель, установленный на автомобиль, может работать как при температуре внешней среды от +50 до–50 ºС, как в пыльной, так и в относительно чистой окружающей среде, как в сухом, так и во влажном климате, как на высоте 1 м от уровня моря, так и на высоте 3000 тыс. м. Исходя из этого, желательно иметь эластичную машину, отвечающую всем требованиям внешней среды. Такая эластичность может быть основана на системе управления с использованием обычных, стандартных датчиков, но на основании прежних входных сигналов сможет во время подстроиться и соответствовать как нормам токсичности, так и нормам расходования топлива. Такими свойствами обладают системы управления двигателем на основе нейронных сетей.

Интерес к нейронным сетям обострился в последние несколько лет в таких разных сферах, как финансы, медицина, инженерия, геология и физика. Нейронные сети внедряются везде, где есть проблемы предсказания, классификации и контроля. Это распространение может быть приписано к следующим факторам (свойствам).

Нейронные сети обладают очень утонченной способностью моделирования сложных комплексных функций. В частности, нейронные сети являются *нелинейными.* На протяжении многих лет, с тех пор как линейные

модели стали широко известными и изученными, линейное моделирование было основным методом. Нейронные сети также продолжают проверять бедствие измерений проблемы, которое сбивает с толку попытки к моделированию нелинейных функций с большим числом вариаций.

Нейронные сети учатся на примерах. Нейронная сеть использует выводы из характерных данных, затем вызывает тренируемые алгоритмы для автоматического изучения структуры данных. Нейронные сети также интуитивно притягивают основанные на сырой низкого уровня модели биологической нейронной системы. В будущем развитие этого нейробиологического моделирования может привести к подлинным интеллектуальным компьютерам.

Прогнозируемая эффективность таких систем приближается к 15–20 % против традиционных систем управления двигателем внутреннего сгорания.

На рис. 1 приведена схема классической нейронной сети с тремя входными сигналами и с двумя слоями обработки информации.

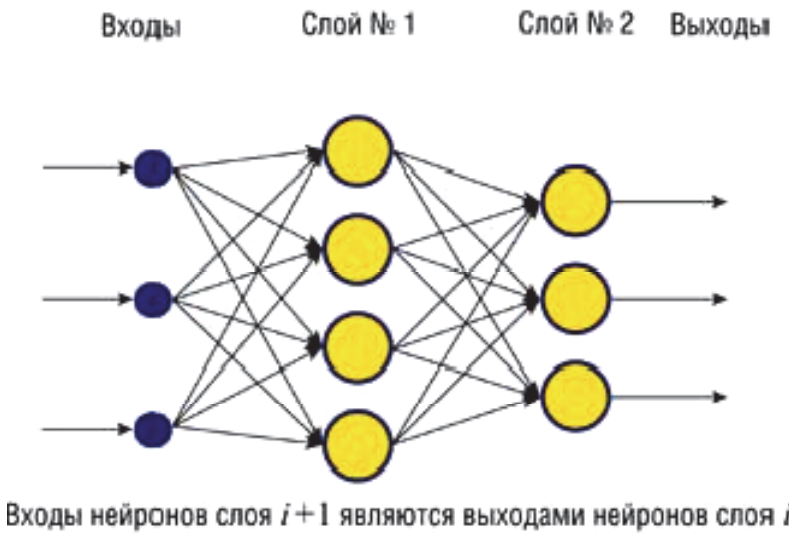


Рис. 1. Схема нейронной сети

Математическая модель нейрона:

$$x_{(k)}^{(i+1)} = f\sum_{j=1}^{N} w_j^{(k)} x_j^{(i)} .$$

Выход k-го нейрона слоя $i + 1$ рассчитывается как взвешенная сумма всех его входов со слоя i, к которой применена функция активации, нормализующая выходной сигнал.

На данный момент уже существует опыт внедрения нейросетевых систем управления двигателем внутреннего сгорания. Был разработан динамический корректор подачи топлива для электронного блока управления

ДВС. Из проведенных исследований было видно, что при применении динамического корректора подачи топлива на основе нейронной сети цикловая подача топлива снизилась, а время реакции изменения подачи топлива, в зависимости от показаний датчика кислорода, снизилось и выявилось трехкратное уменьшение отклонения состава смеси в переходном процессе.

Далее нами представлено подробное объяснение устройства нейронной сети. Во первых, основу каждой НС составляют относительно простые, в большинстве случаев – однотипные, элементы (ячейки), имитирующие работу нейронов мозга. Далее под нейроном будет подразумеваться искусственный нейрон, то есть ячейка НС. Каждый нейрон характеризуется своим текущим состоянием по аналогии с нервными клетками головного мозга, которые могут быть возбуждены или заторможены. Он обладает группой синапсов – однонаправленных входных связей, соединенных с выходами других нейронов, а также имеет аксон – выходную связь данного нейрона, с которой сигнал (возбуждения или торможения) поступает на синапсы следующих нейронов. Общий вид нейрона приведен на рис. 2.

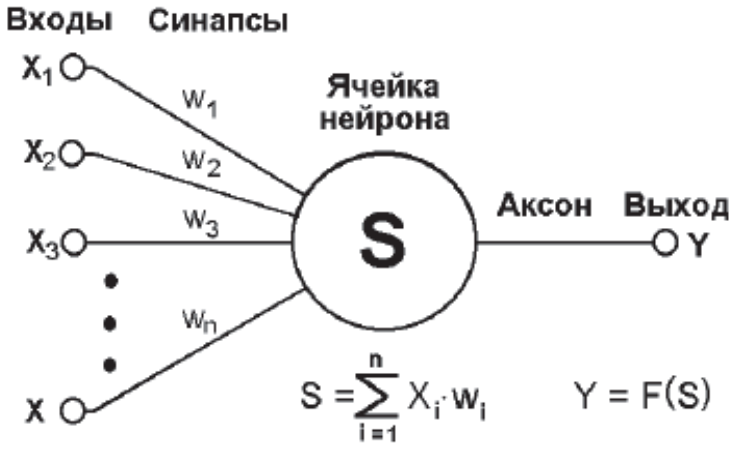


Рис. 2. Общий вид нейрона

Каждый синапс характеризуется величиной синаптической связи или ее весом w_i, который по физическому смыслу эквивалентен электрической проводимости.

Текущее состояние нейрона определяется как взвешенная сумма его входов:

$$S = \sum_{j=1}^{n} x_i \cdot w_i . \qquad (1)$$

Выход нейрона есть функция его состояния:

$$y = f(s). \qquad (2)$$

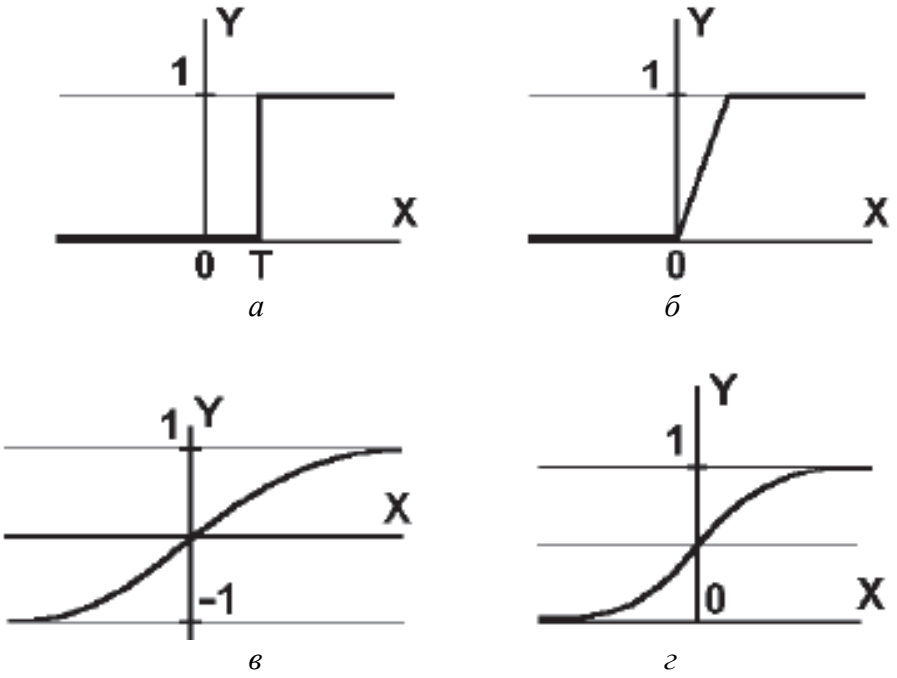


Рис. 3. Функция состояния нейрона: *а* – функция единичного скачка; *б* – линейный порог (гистерезис); *в* – сигмоид – гиперболический тангенс; *г* – сигмоид – формула (3)

Нелинейная функция f называется активационной и может иметь различный вид, как показано на рис. 3. Одной из наиболее распространенных является нелинейная функция с насыщением, так называемая логистическая функция или сигмоид (т. е. функция S-образного вида) [2]:

$$f(x) = \frac{1}{1 + e^{-\alpha x}} \tag{3}$$

При уменьшении α сигмоид становится более пологим, в пределе при $\alpha = 0$ вырождаясь в горизонтальную линию на уровне 0,5; при увеличении α сигмоид приближается по внешнему виду к функции единичного скачка с порогом T в точке $x = 0$. Из выражения для сигмоида очевидно, что выходное значение нейрона лежит в диапазоне [0,1]. Одно из ценных свойств сигмоидной функции – простое выражение для ее производной, применение которого будет рассмотрено в дальнейшем.

$$f(x) = \alpha \cdot f(x) \cdot (1 - f(x)). \tag{4}$$

Следует отметить, что сигмоидная функция дифференцируема на всей оси абсцисс, что используется в некоторых алгоритмах обучения. Кроме того, она обладает свойством усиливать слабые сигналы лучше, чем большие, и предотвращает насыщение от больших сигналов, так как они соответствуют областям аргументов, где сигмоид имеет пологий наклон.

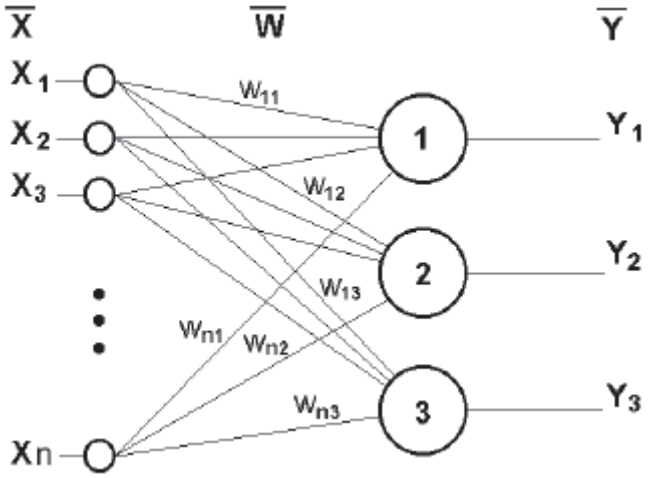


Рис. 4. Однослойный перцептрон

Возвращаясь к общим чертам, присущим всем НС, отметим, во-вторых, принцип параллельной обработки сигналов, который достигается путем объединения большого числа нейронов в так называемые слои и соединения определенным образом нейронов различных слоев, а также в некоторых конфигурациях и нейронов одного слоя между собой, причем обработка взаимодействия всех нейронов ведется послойно.

В качестве примера простейшей НС рассмотрим трехнейронный перцептрон (рис. 4), то есть такую сеть, нейроны которой имеют активационную функцию в виде единичного скачка. На n входов поступают некие сигналы, проходящие по синапсам на три нейрона, образующие единственный слой этой НС и выдающие три выходных сигнала:

$$y_j = f\left[\sum_{j=1}^{n} x_i \cdot w_{ij}\right], j = 1 \ldots 3. \quad (5)$$

Очевидно, что все весовые коэффициенты синапсов одного слоя нейронов можно свести в матрицу W, в которой каждый элемент w_{ij} задает величину i-й синаптической связи j-го нейрона. Таким образом, процесс, происходящий в НС, может быть записан в матричной форме:

$$Y = F(X\,W), \quad (6)$$

где X и Y – соответственно, входной и выходной сигнальные векторы, $F(V)$ – активационная функция, применяемая поэлементно к компонентам вектора V.

Теоретически число слоев и число нейронов в каждом слое может быть произвольным, однако фактически оно ограничено ресурсами компьютера или специализированной микросхемы, на которых обычно реализуется НС. Чем сложнее НС, тем масштабнее задачи, подвластные ей.

Итак, необходимо осознавать приоритетность внедрения нейронных систем управления, рассмотрения двигателя внутреннего сгорания как некого конгломерата одновременных изменений, происходящих с огромной частотой во времени при абсолютно разных условиях. Как и в любом направлении деятельности человека, здесь существует некая динамика развития. На наш взгляд, дальнейшее развитие мехатронных систем управления для двигателей внутреннего сгорания − нейросетевые системы управления.

Список литературы

1. Мехатроника / Исии Х., Иноуэ Х., Симояма И. и др. М., 1988.

2. Омату С., Халид М., Юсоф Р. Нейроуправление и его приложения. Нейрокомпьютеры и их применение (Кн. 2) / пер. с англ. Н.В. Батина. М., 2000.

3. Schrey U. Software becomes a product. Automotive Electronics. March 2003.

4. Schoner H.P., Hille P. Automotive power Electronics. New Challenges for Power Electronics. PESC, Galway. 2000.

5. Методы робастного, нейронечеткого и адаптивного управления / под ред. Н.Д. Егупова. М., 2001.

6. Мирошник И.В., Никифоров В.О., Фрадков А.Л. Нелинейное и адаптивное управление сложными динамическими системами. СПб., 2000.

УДК 629.1.46:621.837.7

Н.А. Середа

Калининградский государственный технический университет

Анализ методов синтеза базовых механизмов транспортно-технологических машин

Известны графоаналитические методы синтеза кривошипно-коромысловых механизмов [2, 3, с. 238–248; 4, с. 75–84]. Эти методы позволяют проектировать названный механизм по исходным данным: по заданному ходу и углу качания коромысла; по коэффициенту увеличения средней скорости коромысла, при этом вводится дополнительное условие – угол передачи не опускается ниже минимально допустимых его значений; по заданным двум или трем положениям ведущего и ведомого звеньев. Графоаналитические методы синтеза кривошипно-коромысловых механизмов не позволяют учесть характер изменения функции угла передачи этих механизмов в периоде кинематического цикла.

© Середа Н.А., 2016

Известен метод синтеза кривошипно-коромысловых механизмов, позволяющий определять геометрические параметры с использованием области существования этих механизмов и расчетные формулы. Область существования кривошипно-коромысловых механизмов, обладающих геометрической проворачиваемостью, предложена Н.И. Колчиным [5, с. 86]. Эта область в первой четверти прямоугольной системы координат с осями λ_1 и λ_3 представляет собой три прямые линии. Математическая модель названной области описывается тремя равенствами

$$1 - \lambda_1 = \lambda_2 - \lambda_3, \quad (1)$$

$$1 - \lambda_1 = \lambda_3 - \lambda_2, \quad (2)$$

$$1 + \lambda_1 = \lambda_2 + \lambda_3. \quad (3)$$

В той же системе координат условие геометрической проворачиваемости кривошипно-коромысловых механизмов с учетом углов передачи – два эллипса [5]. Но определить значения геометрических параметров λ_1, λ_2 и λ_3 кривошипно-коромысловых механизмов в обозначенных выше областях без дополнительных расчетов затруднительно.

Известен метод синтеза кривошипно-коромысловых механизмов, позволяющий согласовать характер изменения функции угла передачи в периоде кинематического цикла с характером изменения технологической нагрузки, приложенной к механизму [6].

Этот метод основан на делении кривошипно-коромысловых механизмов на группы по признаку: положению механизма, в котором наблюдается максимум функции угла передачи, равный 90°. В соответствии с этим признаком кривошипно-коромысловые механизмы разделены на семь групп (см. табл. 1).

Отметим, что максимум функции угла передачи выделенных групп кривошипно-коромысловых механизмов наблюдается в наиболее характерных положениях:

1) продольная ось кривошипа перпендикулярна линии центров (ККМ-1);

2) продольная ось кривошипа – продолжение линии центров (ККМ-2);

3) продольная ось кривошипа лежит на линии центров (ККМ-3);

4) продольная ось шатуна наложена на кривошип (ККМ-4);

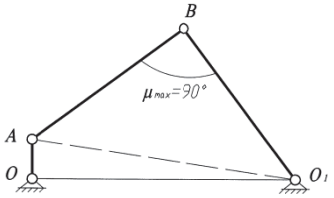
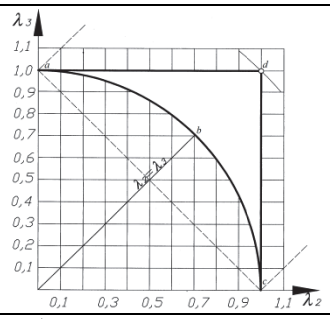
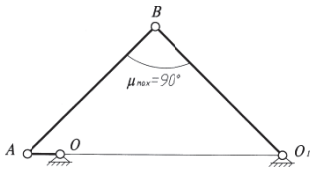
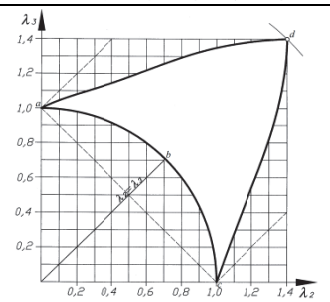
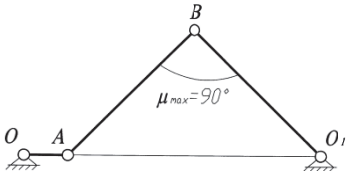
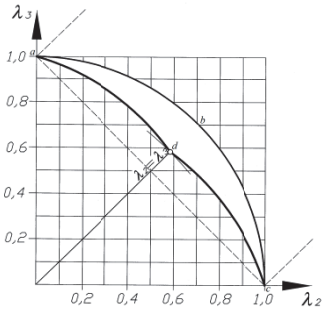
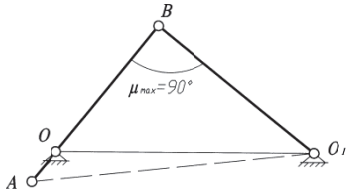
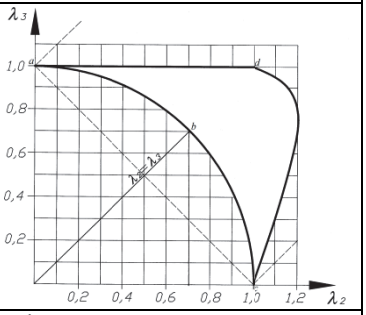
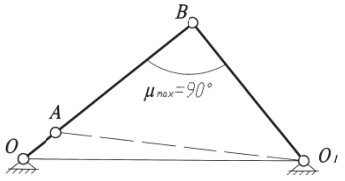
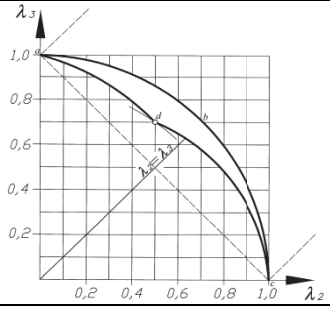
5) продольные оси кривошипа и шатуна вытянуты в одну линию (ККМ-5);

6) продольные оси кривошипа и коромысла параллельны, при этом кривошип и коромысло лежат по одну сторону от линии центров (ККМ-6);

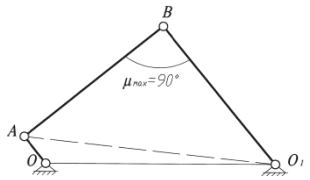
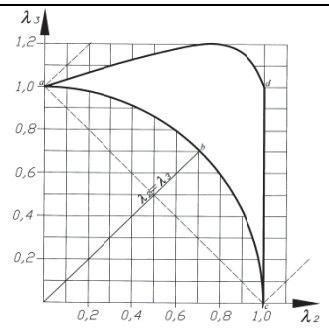
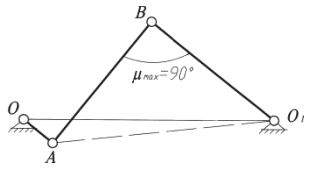
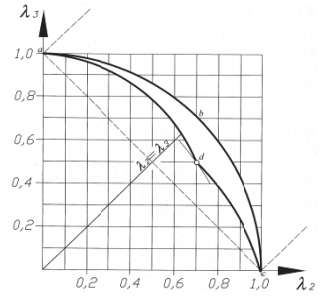
7) продольные оси кривошипа и коромысла параллельны, при этом названные звенья лежат по разные стороны от линии центров (ККМ-7).

Таблица 1

Деление кривошипно-коромысловых механизмов на семь групп

Обозначение группы	Модель группы		Область существования группы
	Схема механизма	Зависимость	
ККМ-1		$1+\lambda_1^2=\lambda_2^2+\lambda_3^2$	
ККМ-2		$(1+\lambda_1)^2=\lambda_2^2+\lambda_3^2$	
ККМ-3		$(1-\lambda_1)^2=\lambda_2^2+\lambda_3^2$	
ККМ-4		$(\lambda_2-\lambda_1)^2+\lambda_3^2=1$	
ККМ-5		$(\lambda_2+\lambda_1)^2+\lambda_3^2=1$	

Окончание табл. 1

Обозначение группы	Модель группы		Область существования группы
	Схема механизма	Зависимость	
ККМ-6		$(\lambda_3 - \lambda_1)^2 + \lambda_2^2 = 1$	
ККМ-7		$(\lambda_3 + \lambda_1)^2 + \lambda_2^2 = 1$	

Зависимости, представленные в табл. 1, в прямоугольной системе координат с осями λ_2 и λ_3 – это дуги окружности. Область существования каждой группы кривошипно-коромысловых механизмов (табл. 1) – это сочетание дуги окружности единичного радиуса *abc* и линий *ad* и *dc*, полученных пересечением дуг окружностей произвольного радиуса с прямыми (1)–(3) Н.И. Колчина.

Каждая группа кривошипно-коромысловых механизмов характеризуется определенным характером изменения функции угла передачи в периоде кинематического цикла. Например, для группы ККМ-4 функция угла передачи в интервале рабочего хода возрастает до максимального значения (максимум наблюдается в конце рабочего хода). Для группы ККМ-5 функция угла передачи максимальна в начале рабочего хода и далее снижается, достигая минимума, а затем к концу рабочего хода несколько возрастает.

В развитие метода синтеза кривошипно-коромысловых механизмов, описанного выше, установим для выделенных групп механизмов существенные закономерности:

1. Решим совместно два уравнения, приведенные в табл. 1 для групп ККМ-4 и ККМ-6.

Запишем, что

$$(\lambda_2 - \lambda_1)^2 + \lambda_3^2 = (\lambda_3 - \lambda_1)^2 + \lambda_2^2. \qquad (4)$$

После преобразований получим

$$\lambda_2 = \lambda_3. \quad (5)$$

Аналогичный результат имеем из совместного решения двух уравнений, представленных в табл. 1, для групп ККМ-5 и ККМ-7. Таким образом, при равенстве относительных длин шатуна и коромысла $\lambda_2 = \lambda_3$ группы ККМ-4 и ККМ-6, а также ККМ-5 и ККМ-7 попарно соответствуют друг другу. Области соответствия групп механизмов, обозначенных выше, можно отразить графически в областях существования этих групп. Отметим, что области соответствия названных групп механизмов – отрезки прямых линий, проведенные под углом 45º по отношению к оси абсцисс (λ_2). Аналитические зависимости для угла передачи, угла размаха коромысла групп ККМ-4 и ККМ-6, а также ККМ-5 и ККМ-7 разные, но при подстановке геометрических параметров, взятых из обозначенной выше области соответствия, дают одинаковый результат.

2. Кривошипно-коромысловые механизмы, геометрические параметры которых принадлежат линиям *ad* и *dc*, полученным пересечением дуг окружностей по уравнениям из табл. 1 с известными прямыми (1)–(3) Н.И. Колчина, – это механизмы с минимальным углом передачи, равным 0°. При этом якобиан исходной системы уравнений анализа кривошипно-коромысловых механизмов равен нулю [7, с. 142]. Таким образом, кривошипно-коромысловые механизмы, геометрические параметры которых соответствуют линиям *ad* и *dc*, имеют в периоде кинематического цикла особое (мертвое) положение.

3. Геометрические параметры кривошипно-коромысловых механизмов с повышенной силовой работоспособностью «сконцентрированы» вблизи дуги окружности единичного радиуса *abc*.

В результате анализа методов синтеза базовых кривошипно-коромысловых механизмов установлены закономерности для групп названных механизмов, получены новые знания об известных объектах исследования.

Список литературы

1. Козловский Л.И., Тушняков М.Д., Степанов А.И. Подъемно-транспортные и специальные машины для строительных и монтажных работ. М., 1962.

2. Артоболевский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А. Синтез плоских механизмов. М., 1959.

3. Артоболевский С.И. Теория механизмов и машин. М., 1968.

4. Марголин Ш.Ф. Теория механизмов и машин: теория, примеры, графические работы. Минск, 1968.

5. Колчин Н.И. Механика машин: в 2 т. М.-Л., 1963. Т. 1.

6. Горлатов А.С., Середа Н.А., Фатыхов Ю.А. Семь групп шарнирных четырехзвенных механизмов: геометрическая проворачиваемость и угол передачи // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2016. № 2. С. 19–26.

7. Пейсах Э.Е., Нестеров В.А. Система проектирования плоских рычажных механизмов / под ред. К.В. Фролова. М., 1988.

УДК 69.059.4

Г.Д. Моисеев, А.Г. Савельев, В.А. Михайловская
Брянская государственная инженерно-технологическая академия
Московский автомобильно-дорожный институт
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Минимизация массы стержневых элементов коробчатого сечения с вертикальной диафрагмой

Одним из основных конструктивных элементов дорожно-строительных машин являются коробчатые стержни: толкающие брусья бульдозеров, стрелы, рукояти экскаваторов и прочие элементы. Критерием их оптимизации является масса при соблюдении условия прочности. Определение оптимальных размеров коробчатого сечения рассмотрено в [1, 2], сечения с накладками – в [3]. Однако также для усиления коробчатого стержня внутри него возможна установка вертикальной диафрагмы.

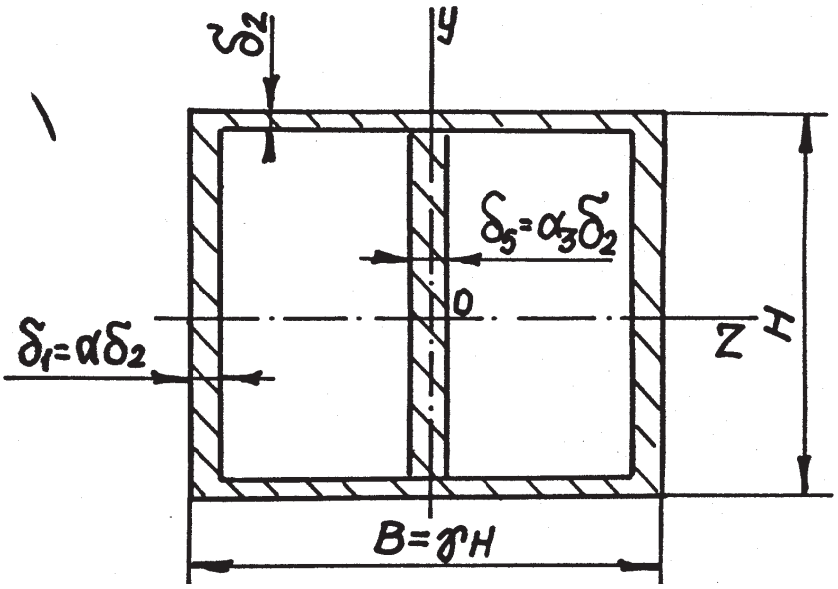


Рис. 1. Схема коробчатого сечения с вертикальной диафрагмой

© Моисеев Г.Д., Савельев А.Г., Михайловская В.А., 2016

Схема сечения коробчатого стержня с вертикальной диафрагмой приведена на рис. 1, где

B и H – соответственно, ширина и высота сечения;

δ_1 и δ_2 – соответственно, толщина вертикальной и горизонтальной стенок сечения;

$\gamma = B / H$ и $\alpha = \delta_1/\delta_2$ – параметры, определяющие форму поперечного сечения;

δ_5 – толщина диафрагмы;

$\alpha_3 = \delta_5/\delta_2$ – параметр, определяющий толщину диафрагмы.

В сечении действуют изгибающие моменты в вертикальной M_y и горизонтальной M_z плоскости, продольная сила N, крутящий момент T, поперечные силы Q_y и Q_z. Как показывает практика, влиянием поперечных сил при расчете можно пренебречь.

Для вывода зависимостей, непосредственно устанавливающих взаимосвязь параметров стержня минимальной массы коробчатой формы с диафрагмой с параметрами его нагружения, воспользуемся приближенными формулами для определения геометрических характеристик коробчатого сечения.

Площадь A поперечного сечения с диафрагмой (см. рис. 1) определяется по приближенной зависимости

$$A = 2\delta_2 H (\gamma + \alpha + \alpha_3). \qquad (1)$$

Аналогично, пренебрегая относительно малыми величинами второго порядка, получим приближенные формулы (2) для определения осевых моментов сопротивления сечения W_z и W_y.

$$W_Z = \frac{H^2}{3}\delta_2\left(3\gamma + \alpha + 0{,}5\alpha_3\right)$$

$$W_Y = \frac{H^2}{3}\delta_2\gamma\left(\gamma + 3\alpha\right) \qquad (2)$$

Момент сопротивления замкнутого тонкостенного сечения $W_к$ при свободном кручении определим по формуле

$$W_к = 2\, A_к \delta_{min},$$

где $A_к$ – площадь, ограниченная средней линией замкнутого контура; δ_{min} – минимальная толщина стенок.

Принимая $A_k \approx BH = \gamma H^2$, получим:

$$W_к = 2\gamma H^2 \delta_2 \text{ при } \alpha \geq 1;$$

$$W_к = 2\gamma H^2 \delta_1 = 2\gamma H^2 \alpha \delta_2 \text{ при } \alpha < 1.$$

Тогда

$$W_к = 2\gamma H^2 \zeta \delta_2,$$

где

$$\zeta = 1 \text{ при } \alpha \geq 1 \text{ и } \zeta = \alpha \text{ при } \alpha < 1. \quad (3)$$

Найдем зависимости высоты H поперечного сечения и параметра формы сечения $\gamma = B / H$ от действующих в сечении силовых факторов N, M_y, M_z, T, определяющих минимум интеграла (функционала) объема стержня (2) в работе [2] при соблюдении условия равнопрочности стержня (3) [2] и постоянных по его длине толщинах стенок δ_1, δ_2 и δ_3.

Функции y_i размеров поперечного сечения стержня определим как $y_1 = \gamma$ и $y_2 = H$.

Используя приближенные зависимости для геометрических характеристик сечения (1)–(3), найдем частные производные $\partial\varphi/\partial H$, $\partial\varphi/\partial\gamma$ и $\partial A/\partial H$ в равенстве (5) [2]. Подставляя значения производных в выражение (6)[2] и производя преобразования, получим уравнение экстремали, которое совместно с уравнением равнопрочности образует систему уравнений (4) относительно двух независимых параметров γ и H

$$\left[\frac{|N|H}{2(\gamma+\alpha+\alpha_3)} + \frac{3|M_y|}{\gamma(\gamma+3\alpha)} + \frac{3|M_Z|}{3\gamma+\alpha+0{,}5\alpha_3}\right] \times$$

$$\times \left[\frac{3|M_Y\alpha|}{\gamma^2}\frac{(\gamma-\gamma\alpha_3/\alpha-3\alpha-1{,}5\alpha_3)}{(\gamma+3\alpha)^2} + \frac{3|M_Z|(3\gamma-\alpha-0{,}5\alpha_3)}{(3\gamma+\alpha+0{,}5\alpha_3)^2}\right] +$$

$$+\frac{T^2(\gamma-\alpha-0{,}5\alpha_3)}{\gamma^3\xi^2} = 0$$

$$\frac{1}{H^4\delta_2^2}\left\{\left[\frac{|N|H}{2(\gamma+\alpha+\alpha_3)} + \frac{3|M_Y|}{\gamma(\gamma+3\alpha)} + \frac{3|M_Z|}{3\gamma+\alpha+0{,}5\alpha_3}\right]^2 + \frac{T^2}{\xi^2\gamma^2}\right\} - \sigma^2{}_{adm} = 0 \quad (4)$$

где σ_{adm} – допускаемое нормальное напряжение материала стержня.

Системы уравнений (4) устанавливают зависимости для каждого сечения по длине стержня с неизвестной толщиной горизонтальной стенки δ_2, параметра $\alpha = \delta_1 / \delta_2$ и параметра α_3 толщины диафрагмы, минимизирующие объем и массу стержня в зависимости от высоты сечения H и параметра формы γ от действующих в сечении силовых факторов N, M_y, M_z, T. Решая системы уравнений (4) численными методами, можно получить оптимальные размеры сечений коробчатого стержня с диафрагмой в каждой точке по его длине.

Методика расчета формы стержня минимальной массы следующая:

1. Рассчитываются оптимальные формы сечений по длине стержня.

2. Полученные размеры аппроксимируются тем или иным методом по длине для получения оптимальной технологической формы.

3. В случае действия различных нагрузок во времени определяется среднее значение параметра γ по формуле

$$\gamma_{\text{ср}} = \sum_{j=1}^{m} \gamma_j A_j \Big/ \sum_{j=1}^{m} A_j ,$$

где m – количество случаев нагружения; γ_j – значение параметра γ в j-м случае нагружения.

Список литературы

1. Моисеев Г.Д., Савельев А.Г. Анализ качества стержневых систем дорожно-строительных машин. Методы менеджмента качества. М., 2002. Вып. 11. С. 40–42.

2. Моисеев Г.Д., Савельев А.Г. Минимизация массы стержневых элементов коробчатого сечения // Проблемы строительного и дорожного комплекса. Брянск, 2008. Вып. 5. С. 35–39.

3. Моисеев Г.Д. Минимизация массы стержневых элементов коробчатого сечения с накладками // Новые материалы и технологии в машиностроении. Брянск, 2009. Вып. 10. С. 167–170.

УДК 625.76.08:69.05

А.Г. Савельев, В.А. Михайловская

Московский автомобильно-дорожный институт

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

К вопросу конструирования механизмов дорожно-строительных машин без избыточных связей

В условиях развивающейся конкуренции в борьбе за рынок России как между отечественными производителями, так и между отечественными производителями и зарубежными производителями большое значение имеет разработка и внедрение новых высокоэффективных дорожно-строительных машин и их рабочих органов.

Все ведущие отечественные предприятия и зарубежные фирмы прилагают значительные усилия по выявлению новых и совершенствованию традиционных схем дорожно-строительных машин и оборудования и стараются защитить свои достижения патентами. Дальнейшее развитие до-

© Савельев А.Г., Михайловская В.А., 2016

рожно-строительной техники сдерживается отсутствием новых подходов по формированию новых стержневых систем рабочего оборудования дорожно-строительных машин (РО ДСМ) и совершенствованию традиционных, известных структурных схем РО ДСМ.

В настоящее время возникла необходимость разработки методов формирования структурных схем РО ДСМ, создания математического аппарата по поиску и анализу новых структурных схем ДСМ, анализу и оптимизации конфигурации структурных схем известных РО ДСМ с минимальными затратами по изменению известных конструкций для производства, разработки прикладных алгоритмов и методик по выявлению новых структурных схем ДСМ и внедрения новых высокоэффективных РО ДСМ на базе выявленных новых структурных схем и конфигураций.

Общим подходам к развитию науки остержневых систем посвящен раздел теории машин и механизмов, который называется структурный синтез и анализ механизмов. Необходимость применения механизмов без избыточных связей доказал Л.Н. Решетов (1). Применение таких механизмов позволяет добиться повышения надежности и производительности за счет того, что в них при движении рабочим органом не возникают дополнительные самовыламывающие силы, а диапазон движения рабочего органа ограничивается геометрическими размерами звеньев, а не зазорами в шарнирах. Наличие и количество избыточных связей можно определять по формуле Чебышева-Малышева (1, 2):

$$W = 6\,n - 5\,P_{\text{у}} - 4\,P_{\text{у}} - 3\,P_{\text{ш}} - 2\,P_{\text{п}} - W_{\text{м}},$$

где W – число внешних подвижностей; P_i – число кинематических пар i-го класса; $W_{\text{м}}$ – число местных подвижностей.

Местная подвижность возникает при креплении стержня сферическими шарнирами. При этом образуется возможность вращения стержня вокруг оси, проходящей через эти шарниры.

Структурный синтез основан на признаке кинематической неизменяемости ферм. Л.В. Ассур (2) впервые представил формальную структурную классификацию плоских механизмов и предложил структурный синтез методом присоединения поводков и структурных элементов с нулевой внешней подвижностью. И.И. Артоболевский (2) провел классификацию пространственных механизмов. Структурный синтез был решен методом развития контуров и методом наложения связей.

В качестве доказательства вреда избыточных связей можно привести работу В.С. Березина (3), в которой имеется таблица (см. табл. 1) роста дополнительных напряжений в толкающих брусьях при наличии одной избыточной связи в плоскости рамы в бульдозерном оборудовании от угла перекоса отвала. Эти напряжения возникают за счет внутренних сил и действуют еще до приложения рабочих нагрузок на отвале. При действии ра-

бочих нагрузок на отвале дополнительные напряжения складываются с напряжениями от рабочих нагрузок, и тем самым прочность и надежность бульдозерного оборудования снижается.

Таблица 1

Зависимость дополнительных напряжений $\sigma_{доп}$ от угла перекоса отвала $\alpha_п$

$\alpha_п$	2 05’	4 10’	6 15’	8 21’	10 28’	12 36’
$\sigma_{доп}$, МПа	12,6	50,3	106,9	201,2	314,5	452,8

Таким образом, при перекосе величиной в 12 град., который достигается у всех современных бульдозеров, в статически не определимом бульдозерном оборудовании напряжения в толкающих брусьях могут превышать предел прочности материала, из которого они изготавливаются, еще до приложения рабочих нагрузок на рабочем органе.

В статически определимых схемах бульдозерного оборудования угол перекоса отвала ограничен только длиной хода гидрораскоса, возможностью упора элементов бульдозерного оборудования в базовую машину и геометрическими соотношениями элементов.

При перекосе в статически определимых конструкциях дополнительных напряжений не возникает. Аналогичная картина возникает и в других РО ДСМ. Поэтому большое значение имеет анализ и формирование структурных схем РО ДСМ без избыточных связей.

Конструкции без избыточных связей нашли свое применение и в других дорожно-строительных машинах, например для строительства железных дорог, в частности в шпалоподбивочных машинах и агрегатах. Автором совместно с НПО «Трансстроймаш» разработаны конструкции шпалоподбивочных машин и агрегатов без избыточных связей, рабочие органы которых (подбойки) работают по синхронно-асинхронному способу, т. е. в начале рабочего цикла, когда подбойки, вибрируя, погружаются в балласт железнодорожного полотна, амплитуда колебаний на концах обеих подбоек одинакова для обеспечения равенства усилий погружения и разрыхления верхнего слоя балласта. После погружения на необходимую глубину подбойки, вибрируя, сближаются под шпалой, уплотняя балласт. При этом в системе «шпалоподбивочный агрегат – балласт» возникает избыточная связь от балласта, которая не позволяет уравнять усилия на подбойках. Для равномерного уплотнения балласта в процессе его обжатия одну из связей в конструкции шпалоподбивочного агрегата исключают. Такой принцип реализован в выправочно-подбивочном агрегате машины УПМ-1. Это решение и созданные на этом принципе решения признаны изобретениями (4–17). Сравнительные испытания, проведенные в НПО «Трансстроймаш», показали, что новые шпалоподбивочные агрегаты позволяют

производить заглубление в балласт подбоек без рельсовых захватов, подбивать стыковые шпалы, что упрощает конструкцию всей машины и повышает качество уплотнения балласта.

На рис. 1 показан один из вариантов исполнения шпалоподбивочного агрегата, позволяющего осуществлять самоустановку подбоек относительно балласта. Это решение защищено а.с. № 1693154. При обжатии балласта полости гидроцилиндров соединяются параллельно, что позволяет подбойкам самоустанавливаться относительно балласта. α – угол поворота подбоек при обжатии балласта.

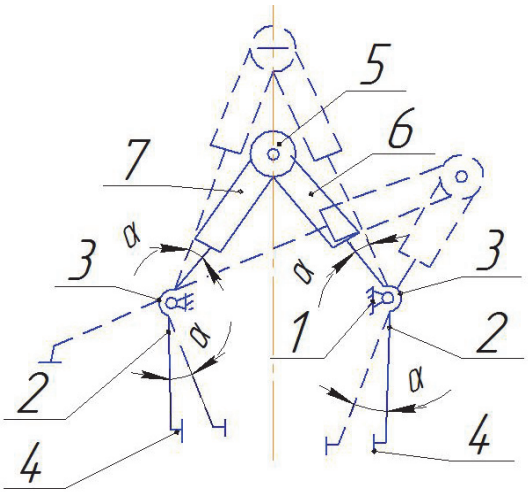


Рис. 1. Структурная схема шпалоподбивачного агрегата до а.с. № 1693154: *1* – рама; *2* – подбойка; *3* – вращательные шарниры соединения подбоек с рамой; *4* – лопатки; *5* – вибратор; *6* и *7* – гидроцилиндры обжатия подбоек

Для шпалоподбивочного агрегата машины УПМ-1 и других шпалоподбивочных агрегатов без избыточных связей определена общая закономерность построения схем шпалоподбивочных агрегатов с учетом того, что при обжатии балласта могут возникать избыточные связи, для исключения которых необходимо специальное устройство, позволяющее отключать при обжатии балласта центрирующий элемент шпалоподбивочного агрегата относительно базовой машины, который удерживает шпалоподбивочный агрегат от заваливания. При этом справедлива формула

$$6P_i = Kn_j + K_bB_k,$$

где P_i – число подбоек; K – число степеней свободы подбоек, уменьшающихся от крепления тяг механизма подачи подбоек и центрирующего устройства; n_j – число соответствующих тяг; K_b – число степеней свободы подбоек, уменьшающихся от каждого шарнирного крепления подбоек

к раме, друг к другу или к виброприводу; B_k – число соответствующих шарниров крепления подбоек.

Это решение защищено а.с. № 1693155. Общий вариант реализации этого решения показан на рис. 2. Выполнение шпалоподбивочного агрегата с использованием приспособления отключения центрирующего элемента при обжатии балласта обеспечивает повышение производительности, качества работ.

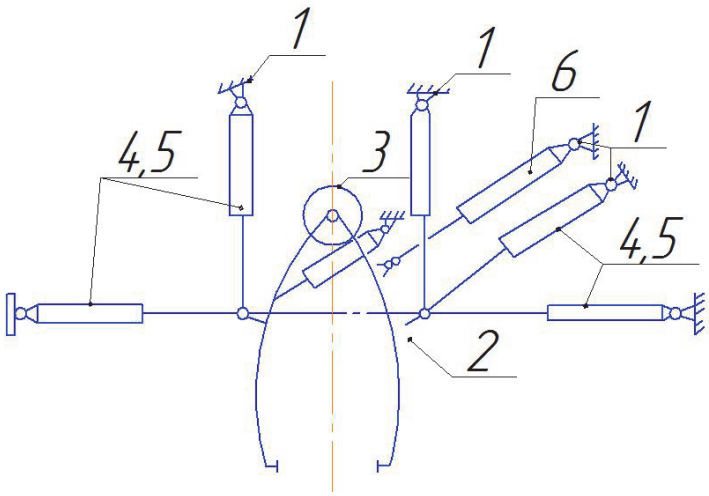


Рис. 2. Структурная схема шпалоподбивочного грегата по а.с. № 169155: 1 – рама; 2 – подбойка; 3 – вибратор; 4, 5 – гидроцилиндры управления подбойками

Аналогичный подход позволил выявить структурные схемы и других механизмов без избыточных связей. Например, созданные автором совместно с НПО «Трансстроймаш» рельсовый гусеничный движитель – а.с. № 1641683 (19), устройство для распределения балласта железнодорожного пути – а.с. № 1641920 (20), устройство для укладки звеньев рельсошпальной решетки – а.с. № 1675464 (10), машина для подъемки железнодорожного пути – а.с. № 1705456 (15), рабочий орган снегоочистителя – а.с. № 1710648 (16).

Такой подход справедлив для любых машин, рабочий цикл которых состоит из силового заглубления с последующим захватом, резанием, сдавливанием, уплотнением материала, как, например, для погрузчиков, экскаваторов и бульдозеров с челюстным захватом.

Список литературы

1. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. М., 1979.

2. Артоболевский И.И. Теория машин и механизмов. М., 1974.

3. Березин В.С. Интенсификация рабочего процесса бульдозера в тяжелых грунтовых условиях путем совершенствования навесного оборудования: дисс. … канд. техн. наук. М., 1973.

4. А.С. № 1588823 (СССР). Шпалоподбивочный агрегат / НПО «Трансстроймаш», авт. изобрет. В.А. Беланов, В.А. Мочалов, А.Г. Савельев, опубл. 30.08.1990, Б.И. № 32.

5. А.С. № 1588824 (СССР). Побдойка шпалоподбивочной машины / НПО «Трансстроймаш», опубл. 30.08.1990, Б.И. № 32, авт. изобрет. А.Г. Савельев и др.

6. А.С. № 1602919 (СССР). Устройство для уплотнения балласта железнодорожного пути / НПО «Трансстроймаш», авт. изобрет. А.Г. Савельев и др., опубл. 30.10.1990, Б.И. № 40.

7. А.С. № 1602920 (СССР). Устройство для уплотнения балласта железнодорожного пути / НПО «Трансстроймаш», опубл. 30.10.1990, Б.И. № 40, авт. изобрет. А.Г. Савельев и др.

8. А.С. № 1618806 (СССР). Шпалоподбивочный блок / НПО «Трансстроймаш»: авт. изобрет. Л.М. Николаев, В.А. Беланов, В.А. Мочалов, А.Г. Савельев и др., опубл. 07.01.1991, Б.И. № 1.

9. А.С. № 1675462 (СССР). Шпалоподбивочный агрегат / НПО «Трансстроймаш», авт. изобрет. А.Г. Савельев и др., опубл. 07.09.1991, Б.И. № 33.

10. А.С. № 1675464 (СССР). Устройство для укладки звеньев рельсошпальной решетки / НПО «Трансстроймаш», опубл. 07.09.1991, Б.И. № 33, авт. изобрет. В.С. Кутко, В.П. Климов, А.Г. Савельев.

11. А.С. № 1678944 (СССР). Шпалоподбивочная машина / НПО «Трансстроймаш», авт. изобрет. А.Г. Савельев и др., опубл. 23.09.1991, Б.И. № 35.

12. А.С. № 1693154 (СССР). Шпалоподбивочный агрегат / НПО «Трансстроймаш», авт. изобрет. А.Г. Савельев и др., опубл. 23.11.1991, Б.И. № 43.

13. А.С. № 1693155 (СССР). Шпалоподбивочный агрегат / НПО «Трансстроймаш», авт. изобрет. А.Г. Савельев, опубл. 23.11.1991, Б.И. № 43.

14. А.С. № 1703763 (СССР). Шпалоподбивочный агрегат / НПО «Трансстроймаш», авт. изобрет. А.Г. Савельев и др., опубл. 07.01.1992, Б.И. № 1.

15. А.С. № 1705456 (СССР). Машина для подъемки железнодорожного пути / НПО «Трансстроймаш», опубл. 15.01.1992, Б.И. № 2, авт. изобрет. Б.М. Гаменица, А.Г. Савельев и др.

16. А.С. № 1710648 (СССР). Рабочий орган снегоочистителя / НПО Трансстроймаш, опубл. 07.02.1992, Б.И. № 5, авт. изобрет. С.Н. Карабанов, П.И. Семенов, А.Г. Савельев и др.

17. А.С. № 1712516 (СССР). Шпалоподбивочный агрегат / НПО «Трансстроймаш», авт. изобрет. Савельев А.Г. и Мочалов В.А., опубл. 15.02.1992, Б.И. № 6.

18. А.С. № 1763543 (СССР). Шпалоподбивочный агрегат / НПО «Трансстроймаш», авт. изобрет. В.А. Ашихмин, А.Г. Савельев и др., опубл. 25.09.1990.

19. А.С. № 1641683 (СССР). Рельсовый гусеничный движитель / НПО «Трансстроймаш», опубл. 15.04.1991, Б.И. № 19, авт. изобрет. В.С. Кутко, А.Г. Савельев и др.

20. А.С. 1641920 (СССР). Устройство для распределения балласта железнодорожного пути / НПО «Трансстроймаш», авт. изобрет. А.Г. Савельев и др., опубл. 15.04.1991, Б.И. № 14.

УДК 621.878.25

А.А. Портнова, С.В. Котькин
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Обоснование необходимости использования нечеткой логики в системе рулевого управления автогрейдера

В основном производители автогрейдеров (АГ) оптимизируют модельные ряды, главным образом в сторону тяжелых машин. Больше становится шарнирно-сочлененных и полноприводных АГ, меньше – машин с жесткой рамой. Новые конструкции рулевого управления освобождают оператора от многочисленных манипуляций. Электронные системы контролируют и управляют двигателем, гидросистемами, рабочими органами, колесами и шарнирно-сочлененной рамой (ШСР). Совершенствуется эргономика и улучшается безопасность оператора. Одной из существующих проблем является низкая маневренность АГ, которая понимается как способность совершать поворот с наименьшим радиусом. Причинами могут служить: наличие длинной базы (4–7,5 м), низкая скорость порядка 45 км/ч (по сравнению с другими автотранспортными средствами). В настоящее время создание новых технических решений по совершенствованию рулевого управления АГ, а именно синхронное управление углами поворота передних колес и складыванием ШСР, является актуальным направлением развития машиностроения для повышения маневренности длиннобазовых машин. Более того, пропорциональное изменение углов поворота передних колес и угла складывания ШСР позволит вести передние и задние колеса АГ по одной колее, что отразится на снижении габаритного коридора при движении по городским дорогам в транспортном потоке, а на строительной площадке при развороте АГ с ШСР данное преимущество позволит существенно сократить радиус поворота и время разворота на концах захватки [1, 2, 5].

© Портнова А.А., Котькин С.В., 2016

В теории движения колесных машин Г.А. Смирновым сформулировано понятие маневренности [7]. В соответствии с ним можно определить маневренность АГ как способность совершать повороты с минимальным радиусом [7]. По определению Е.А. Чудакова, управляемость АГ понимается как способность при движении точно следовать повороту управляемых колес [8]. Данные суждения представляют собой некую неопределенность, например, неопределенным является минимальный радиус, с которым АГ должен вписываться в поворот. Также неопределенным требованием можно назвать «точно следовать повороту управляемых колес». Разница между заданным и действительным курсом движения АГ обусловливается наличием бокового увода колес и влиянием стохастических процессов. Поэтому такие формулировки управляемости и маневренности можно использовать как нечеткие рассуждения при формировании направления реального движения, которое всегда должно стремиться к совпадению с желаемым, задаваемым оператором [3].

Традиционный подход к математическому моделированию автогрейдера в данном случае предполагает разработку математической модели кинематики процесса поворота. Сложность управления в процессе испытаний затрудняет создание адекватной математической модели и синтез системы управления. На основе проведенных экспериментальных исследований процесса поворота АГ с ШСР при различных радиусах можно предложить систему рулевого управления, которая функционирует на основе правил, имитирующих действия человека-оператора АГ [4]. Так как на практике управляющие воздействия оператора на механизмы рулевого управления при различной скорости входа в поворот будут различны, а также не исключается возможность постоянного вмешательства в процесс поворота (так называемое «подруливание»), экспериментальная информация о процессе поворота может быть обобщена с помощью нечеткой логики и использована для построения интеллектуальных систем управления.

Система рулевого управления на основе нечеткой логики способна анализировать вхождение в поворот АГ на различной скорости и давать оценку, необходимо ли вмешательство в рулевое управление в виде изменения угла поворота рулевого колеса, подруливания, поворота руля в противоположную сторону.

Основываясь на принятых определениях, примем в качестве оценочных параметров фактический ($R_{\text{пф}}$) и теоретический ($R_{\text{пт}}$) радиусы поворота АГ.

Для реализации предложенных решений система рулевого управления АГ должна быть оснащена fuzzy-контроллером, датчиками, фиксирующими угол поворота передних управляемых колес и угол складывания ШСР, также фиксировать отклонение траектории задних колес от траектории передних колес для соблюдения движения передних и задних колес по

одной колее. Работа системы управления с применением нечеткой логики заключается в следующем: водитель задает воздействие на рулевое колесо, при этом передние колеса поворачивают за счет рулевой трапеции на некоторый угол α. Шарнирно-сочлененная рама начинает складываться на заранее определенный угол β, пропорциональный углу поворота колес [6]. Автогрейдер совершает разворот по заданному радиусу на различных скоростях. Если происходит отклонение АГ от заданного курса, то fuzzy-контроллер формирует сигнал о том, какое воздействие необходимо в данной ситуации: уменьшение скорости, увеличение (уменьшение) угла поворота передних колес, изменение направления вращения рулевого колеса, изменение угловой скорости вращения рулевого колеса. Это позволит оценить влияние скорости движения АГ на его управляемость и маневренность. Критерием работы системы рулевого управления будет следующее: $R_{\text{пф}} \rightarrow R_{\text{пт}}$, то есть фактический радиус поворота АГ должен стремиться к предполагаемому (теоретическому) радиусу [3].

По ГОСТ 52302–2004 «Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость» допускается проведение испытаний «поворот $R_{\text{п}} = 35$ м». При этом испытании выполняют заданный разметкой маневр при постепенном увеличении скорости от заезда к заезду. Максимальная скорость АГ при выполнении маневра определяется как среднее арифметическое значение скоростей трех заездов с наибольшей скоростью, при которой не было выхода за пределы разметки или отрыва одного из колес АГ от поверхности дороги.

Результатами теоретических исследований будет являться зависимость угловой скорости поворота колес от скорости входа в поворот АГ, что позволит определить режимный коэффициент поворота передних колес АГ ($K_{\text{п}\alpha}$) и режимный коэффициент поворота ШСР ($K_{\text{п}\beta}$) [5]:

$$K_{\text{п}\alpha} = \frac{\dot{\alpha}}{v_{\text{АГ}}} = \frac{\dot{\alpha} t}{v_{\text{АГ}} t} = \frac{\alpha}{x_{\text{АГ}}} \text{ (рад/м)}; \quad (1)$$

$$K_{\text{п}\beta} = \frac{\dot{\beta}}{v_{\text{АГ}}} \text{ (рад/м)}, \quad (2)$$

где t – время, с; $x_{\text{АГ}}$ – путь АГ, м.

Режимный коэффициент поворота передних колес – отношение угловой скорости поворота передних управляемых колес АГ $\dot{\alpha}$ к его поступательной скорости $v_{\text{АГ}}$. Физический смысл $K_{\text{п}\alpha}$ – изменение угла α на единицу длины пройденного пути АГ. Существенное значение для характера криволинейного движения АГ с ШСР будет также иметь скорость изменения угла складывания ШСР на единицу пройденного пути ($K_{\text{п}\beta}$) [5].

Использование математического аппарата нечеткой логики позволит: упростить процесс поворота с точки зрения оператора, дать рекомендации

скоростного режима эксплуатации АГ при входе в поворот, повысить маневренность и управляемость и, как следствие, устойчивость АГ при криволинейном движении.

Список литературы

1. Автогрейдер ДЗ-122Б. URL: http://www.lider74.ru/Sections-article1-p1.html.

2. Вишняков Н.Н., Вахламов В.К., Нарбут А.Н. Автомобиль: основы конструкции. М., 1986.

3. Горелов В.А. Разработка алгоритма управления поворотом колес задней оси автомобиля с применением нечеткой логики (fuzzy logic) при формуле рулевого управления 1-0-3 // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2008. № 2. С. 81–92.

4. Денисов И.В., Мещеряков В.А., Итяксова В.С. Моделирование системы нечеткого управления рабочим процессом стрелового крана // Омский научный вестник. 2009. № 3 (83). С. 123–126.

5. Закин Я.Х. Маневренность движения автомобиля и автопоезда. М., 1986.

6. Портнова А.А. Зависимость между углами поворота передних управляемых колес и шарнирно-сочлененной рамы автогрейдера // Омский научный вестник. 2013. № 3 (123). С. 157–159.

7. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. М., 1990.

8. Чудаков Е.А. Влияние боковой эластичности колес на движение автомобиля. Л., 1947.

УДК 621.878:629.11(088.8)

А.Г. Савельев, В.А. Михайловская

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Вариант синтеза нового рабочего оборудования автогрейдера

Сегодня мы можем наблюдать активное развитие транспортной инфраструктуры, что повысило необходимость в дорожно-строительной технике. Так как темпы строительства различных сооружений с каждым годом увеличиваются, предприятия строительного комплекса всерьез задумались над проблемой обновления как дорожно-строительной техники, так и ее оборудования. Хорошим стимулом соответствовать уровню мирового технического прогресса для отечественного производителя является жесткая конкуренция извне.

© Савельев А.Г., Михайловская В.А., 2016

Стоит отметить, что отечественное производство на сегодняшний день имеет некоторые недостатки в сравнении с зарубежным:

- устаревшие технологии и оборудование;
- низкое качество гидравлических систем;
- проблемы эргономики;
- отсутствие налаженной структуры сервисной поддержки;
- несоответствие цены и качества.

Дальнейшее развитие дорожно-строительной техники сдерживается отсутствием новых подходов по формированию новых стержневых систем рабочего оборудования дорожно-строительных машин (РО ДСМ) и совершенствованию традиционных, известных структурных схем РО ДСМ [1].Существуют методики по выявлению новых структурных схем ДСМ, например, значительно упрощает поиск схем применение теории графов, а для оценки новизны полученных схем удобно представлять их с помощью матриц.

При создании новых конфигураций РО следует учитывать существование избыточных связей в схеме. Размеры звеньев могут изменяться во время эксплуатации вследствие просадки фундамента, износа и регулировки зазора кинематических пар, упругих деформаций (например, прогибов валов), расширения от нагрева, а также ошибки при ремонте и сборке (например, если перепутали вкладыши подшипников), а на статически определимый механизм изменение размеров звеньев не влияет [2].

Таким образом, эти механизмы не только позволяют снизить трудоемкость, но и отличаются высокой прочностью и малым трением.

Есть различные способы проверки механизмов на наличие избыточных связей, например способ С.А. Попова, где рассматривается последовательность сборки механизма и дальнейшее сближение звеньев. В.В. Соломин предложил табличный метод для проектирования механизмов без избыточных связей, метод добавления групп с нулевой подвижностью предложил Л.В. Ассур. Будем использовать формулу Сомова-Малышева:

$$W = 6 \cdot n - 5 \cdot P_5 - 4 \cdot P_4 - 3 \cdot P_3 - 2 \cdot P_2 - 1 \cdot P_1 \; W_m, \qquad (1)$$

где n – число элементов в структурной схеме; P_i – число кинематических пар i-го класса; W_m – число местных подвижностей.

Известны несколько базовых схем РО автогрейдеров, одна из которых представлена на рис. 1.

Получим несколько новых схем с помощью комбинирования различных классов кинематических пар.

Проверим на наличие избыточных связей по формуле (1).

$$W = 6 \cdot 10 - 3 \text{ кл} \cdot 11 - 4 \text{ кл} \cdot 2 - 5 \text{ кл} \cdot 3 - 4 \text{ м} = 0;$$

$W_m = 4$ – число местных подвижностей;

$$W = 6 \cdot 10 - 3 \text{ кл} \cdot 12 - 4 \text{ кл} \cdot 1 - 5 \text{ кл} \cdot 3 - 5 \text{ м} = 0;$$

$W_m = 5$ – число местных подвижностей;

Обе представленные схемы не имеют избыточных связей.

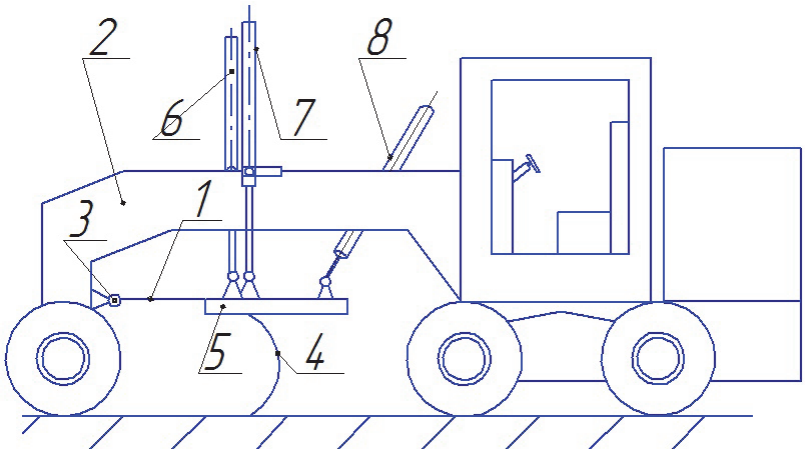


Рис. 1. Стандартная структурная схема РО автогрейдера: *1* – тяговая рама; *2* – хребтовая балка; *3* – сферический шарнир; *4* – отвал; *6* и *7* – гидроцилиндры подъема отвала; *8* – гидроцилиндр выноса тяговой рамы 1

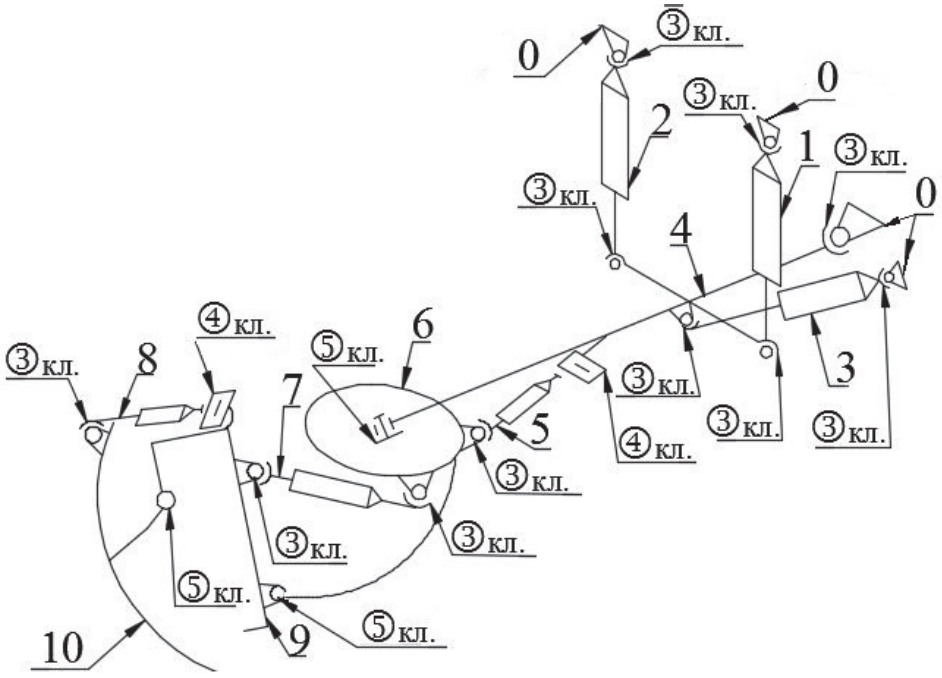


Рис. 2. Структурная схема РО автогрейдера, вариант 1: *1*, *2* – гидроцилиндры подъема-опускания отвала; *3* – гидроцилиндр выноса тяговой рамы; *4* – тяговая рама; *5* – гидроцилиндры поворота отвала; *6* – поворотный круг; *7* – гидроцилиндр изменения угла резания; *8* – гидроцилиндр выноса отвала; *9* – кронштейн поворотного круга; *10* – отвал

Аналогичным введением шарниров различных классов в хребтовую и тяговую раму можно получать структурные схемы РО автогрейдеров с различными техническими возможностями.

Рассмотрим примеры схем, получающиеся при применении матриц и теории графов. В качестве исходной схемы примем рис. 2.

Изобразим граф и матрицу структурной схемы на рис. 3.

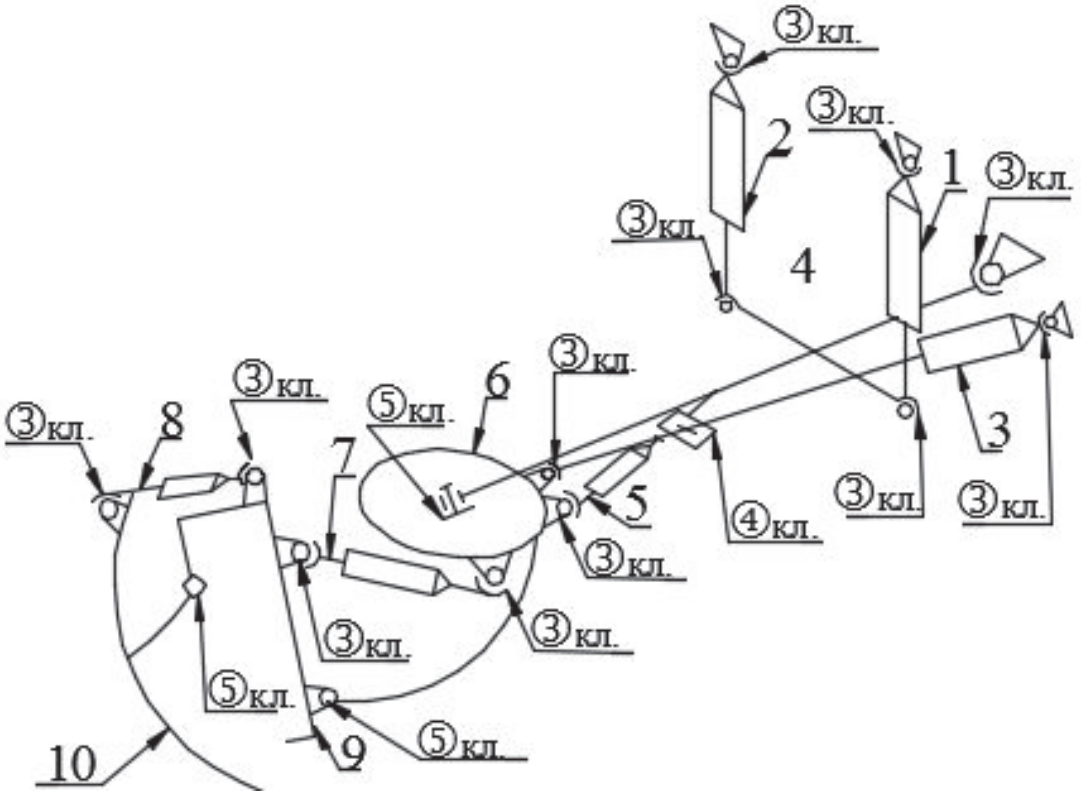


Рис. 3. Структурная схема РО автогрейдера, вариант 2

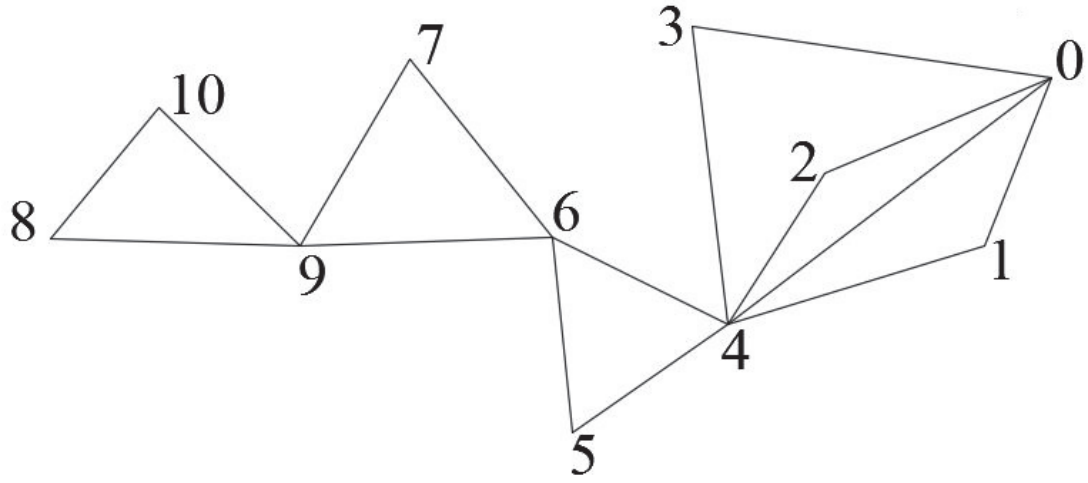


Рис. 4. Граф для структурной схемы рис. 2, вариант 1

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0		③	③	③	③						
1	③				③						
2	③				③						
3	③				③						
4	③	③	③	③		④	⑤				
5					④		③				
6					⑤	③		③		⑤	
7							③			③	
8										④	③
9							⑤	③	④		⑤
10									③	⑤	

Рис. 5. Матрица для структурной схемы рис. 2, вариант 1, где номерами на пересечении столбцов и строк являются классы кинематических пар

Соединим вершины по-другому, получим:

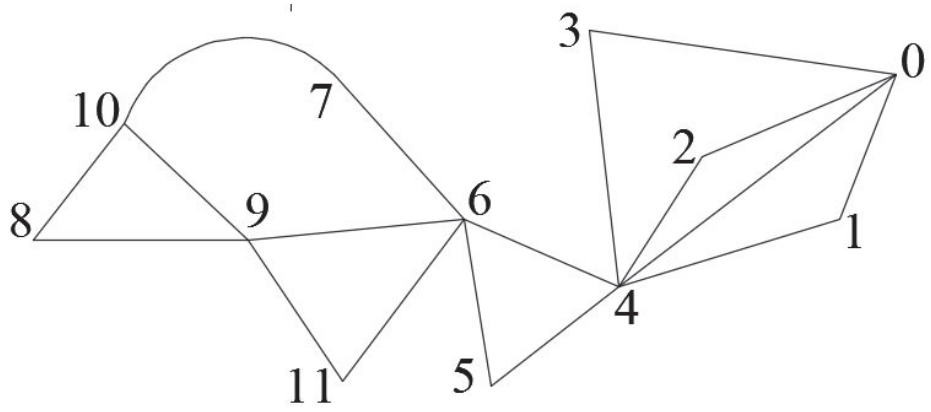


Рис. 6. Граф для структурной схемы рис. 7, вариант 2

Структурная схема, соответствующая графу на рис. 6. и матрице на рис. 7.

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0		③	③	③	③							
1	③				③							
2	③				③							
3	③				③							
4	③	③	③	③		④	⑤					
5					④		③					
6					⑤	③		③		④		③
7							③				③	
8										④	③	
9							④		④		⑤	③
10								③	③	⑤		
11							③			③		

Рис. 7. Матрица, отражающая граф на рис. 6

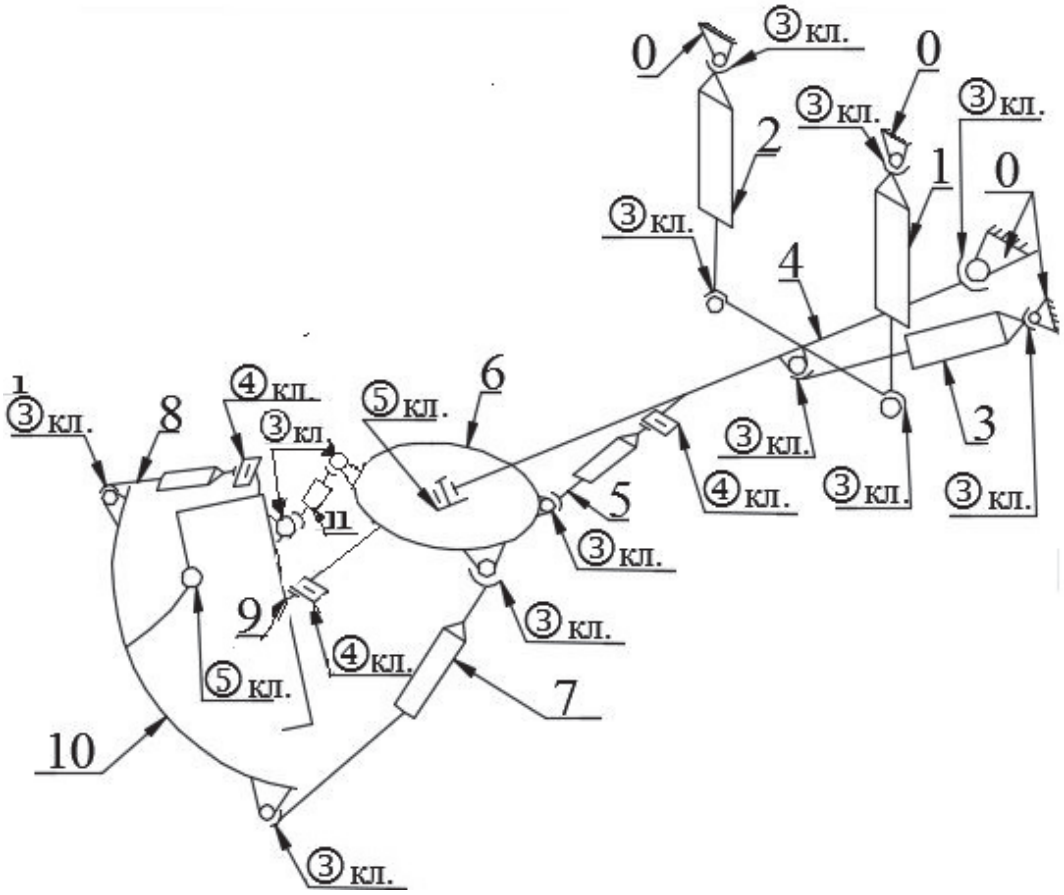


Рис. 7. Структурная схема РО автогрейдера, вариант 3

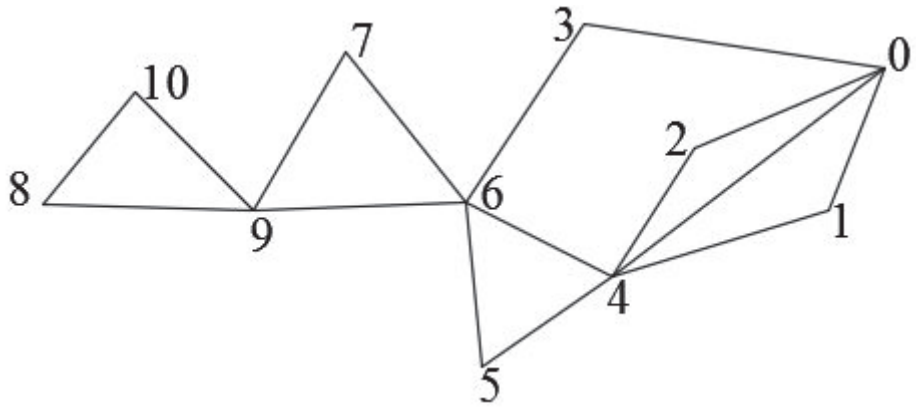


Рис. 8. Граф для структурной схемы рис. 3

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0		③	③	③	③						
1	③				③						
2	③				③						
3	③						③				
4	③	③	③			④	⑤				
5					④		③				
6				③	⑤	③		③		⑤	
7							③			③	
8										③	③
9							⑤	③	③		⑤
10									③	⑤	

Рис. 9. Матрица, отражающая граф на рис. 8

При любом строительстве огромная роль отводится производительности и точности дорожно-строительных машин, выполняющих работу. Поэтому актуальность совершенствования конструкции ДСМ очевидна.

С помощью представленных методов можно создавать банки матриц и графов уже существующих схем, чтобы отслеживать новизну и эффективность разработанной схемы. Приведенные примеры доказывают эффективность использования математических методов матриц и графов в анализе старых схем РО ДСМ и в синтезе новых.

С п и с о к л и т е р а т у р ы

1. Савельев А.Г. Обоснование параметров структурных схем и стержневых систем рабочего оборудования дорожно-строительных машин: дис. ... д-ра техн. наук. М., 2000.

2. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. М., 1979.

УДК 621.878:629.11(088.8)

А.Г. Савельев, В.А. Михайловская

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Синтез новых схем дополнительного рабочего оборудования автогрейдера

Как известно, научно-технический прогресс не стоит на месте, поэтому современные условия жизни предъявляют все больше требований к выпускаемой технике. Так, человек стремится создать более совершенные машины, имеющие следующие характеристики:

- высокая производительность и надежность;
- удобство управления;
- модульность;
- малые габариты;
- технологичность изготовления элементов узлов;
- достаточная долговечность;
- экологичность (низкий уровень выброса вредных веществ);
- оправданная стоимость.

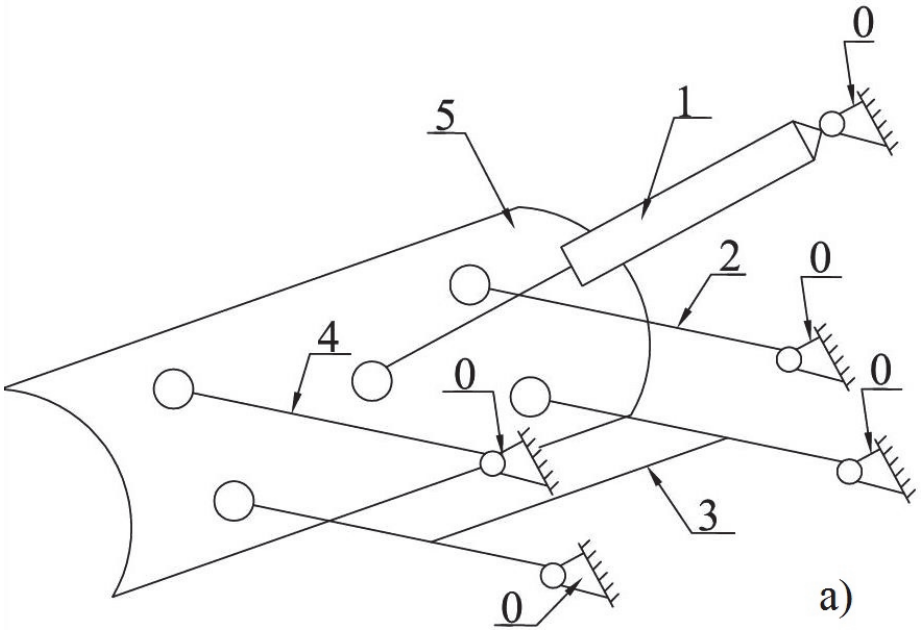
Таким образом, разработка и совершенствование техники – важная цель инженерной деятельности.

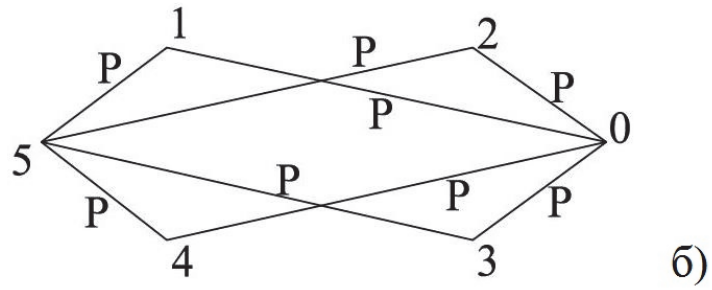
Значительная часть машин, применяемых в народном хозяйстве, имеет избыточные связи. В работе Л.Н. Решетова доказывается, что наличие избыточных связей приносит большой вред, так как они требуют точности при изготовлении, делают сборку машин невозможной, снижают нагрузочную способность машины, снижают КПД за счет высоких усилий трения в шарнирах, увеличивают массу и габариты [1].

Что касается РО ДСМ, то наличие в них избыточных связей, кроме перечисленных выше негативных последствий, может сделать невозможным выполнение ряда рабочих функций, снижение производительности и надежности [1].

Одним из способов получения конкурентоспособной техники является совершенствование структуры и конфигураций РО ДСМ.

© Савельев А.Г., Михайловская В.А., 2016





	0	1	2	3	4	5
0		P	P	P	P	
1						P
2						P
3						P
4						P
5		P	P	P	P	

в)

Рис. 1. Первая структурная схема дополнительного РО автогрейдера (а), ее граф (б), матрица (в)

Рассмотрим РО автогрейдера, так как эти машины являются одними из самых необходимых и применяемых в дорожном строительстве. Для облегчения поиска новых структурных схем применим теорию графов и матрицы. Для определения наличия или отсутствия избыточных связей воспользуемся формулой Сомова-Малышева:

$$W = 6 \cdot n - 5 \cdot P_5 - 4 \cdot P_4 - 3 \cdot P_3 - 2 \cdot P_2 - 1 \cdot P_1 \; W_m, \qquad (1)$$

где n – число элементов в структурной схеме; P_i – число кинематических пар i-го класса; W_m – число местных подвижностей.

Рассмотрим дополнительное навесное оборудование автогрейдера: неповоротный бульдозерный отвал, монтируемый на автогрейдере спереди.

На рис. 1, *б* вершинами графа обозначены звенья механизма, а ребрами – соединяющие их кинематические пары. На рис. 1, *в* по вертикали и горизонтали приведены номера элементов схемы, а на пересечении строк и столбцов матрицы указаны кинематические пары, соединяющие звенья механизма.

Таким образом, комбинируя различные варианты соединения вершин графов, можно получать новые структурные схемы.

В третьей схеме поменяли места крепления 2-го и 4-го звена к отвалу, что может быть использовано для снижения влияния боковой нагрузки. Тот же принцип можно применить и к первой схеме (см. рис. 1, *а*).

Также для получения оптимальной схемы можно переставлять места крепления гидроцилиндров и других звеньев.

Патентоспособные схемы можно создавать, меняя классы кинематических пар звеньев. Рассмотрим на примере первой схемы.

Поставим классы кинематических пар таким образом, чтобы в схеме сохранилось отсутствие избыточных связей (см. рис. 4).

$$W = 6 \cdot 5 - 3 \text{ кл} \cdot 3 - 5 \text{ кл} \cdot 2 - 2 \text{ кл} \cdot 3 - 5 \text{ м} = 0;$$

$P_3 = 3$ – количество сферических шарниров;

$P_5 = 2$ – количество одноподвижных шарниров;

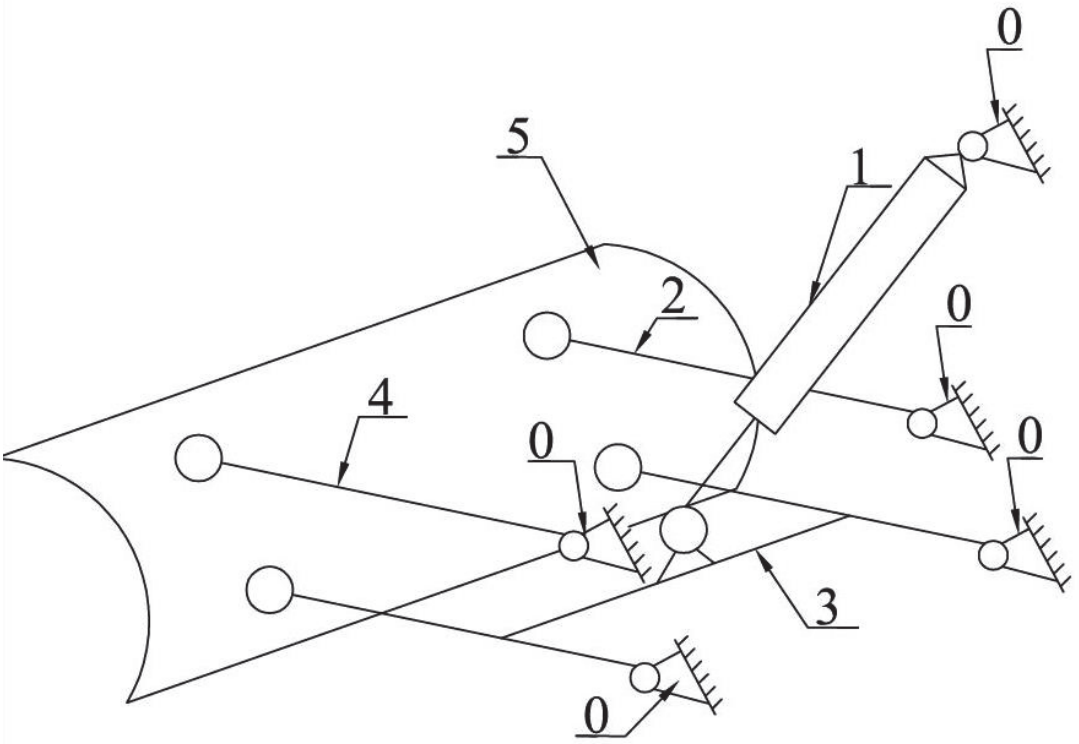
$P_2 = 3$ – количество сферических шарниров с возможностью поступательного перемещения;

$W_m = 5$ – число местных подвижностей.

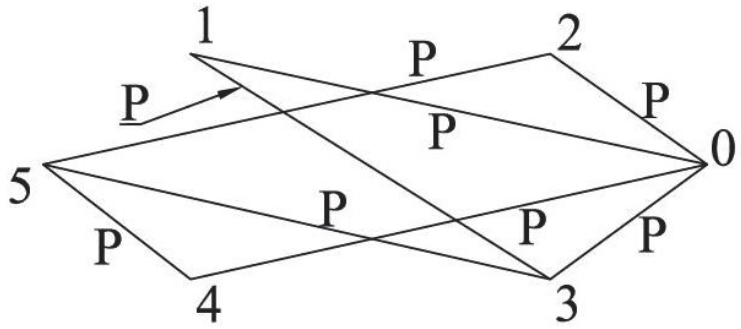
Можно менять количество звеньев в схеме (см. рис. 5).

$$W = 6 \cdot 4 - 3 \text{ кл} \cdot 4 - 5 \text{ кл} \cdot 2 - 3 \text{ м} = 0.$$

В результате работы были получены новые работоспособные схемы дополнительного РО автогрейдера. Стоит отметить, что существует достаточный запас невыявленных схем дополнительного РО автогрейдера. Описанный выше метод позволяет упростить анализ уже существующих схем и создание новых.



а)

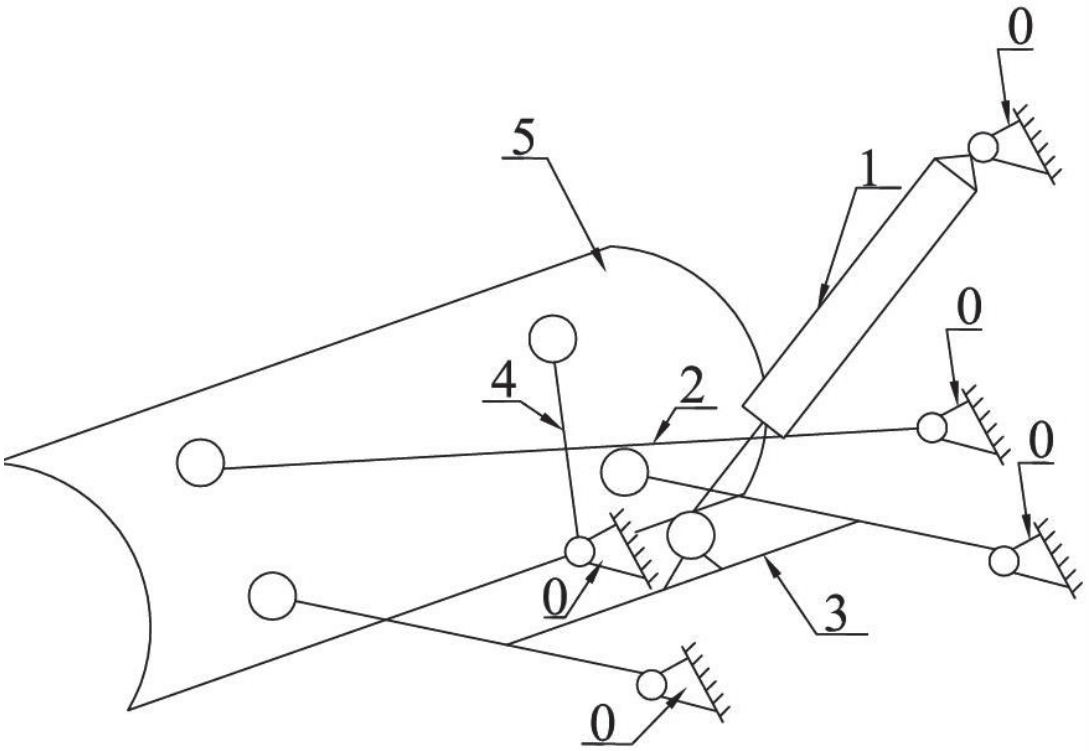


б)

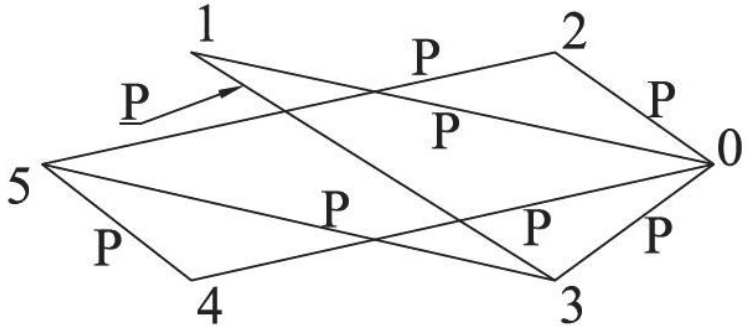
	0	1	2	3	4	5
0		P	P	P	P	
1						
2						P
3		P				P
4						P
5			P	P	P	

в)

Рис. 2. Вторая схема РО автогрейдера (а), граф (б), матрица (в)



а)



б)

	0	1	2	3	4	5
0		P	P	P	P	
1						
2						P
3		P				P
4						P
5			P	P	P	

в)

Рис. 3. Третья схема РО автогрейдера (а), граф (б), матрица (в)

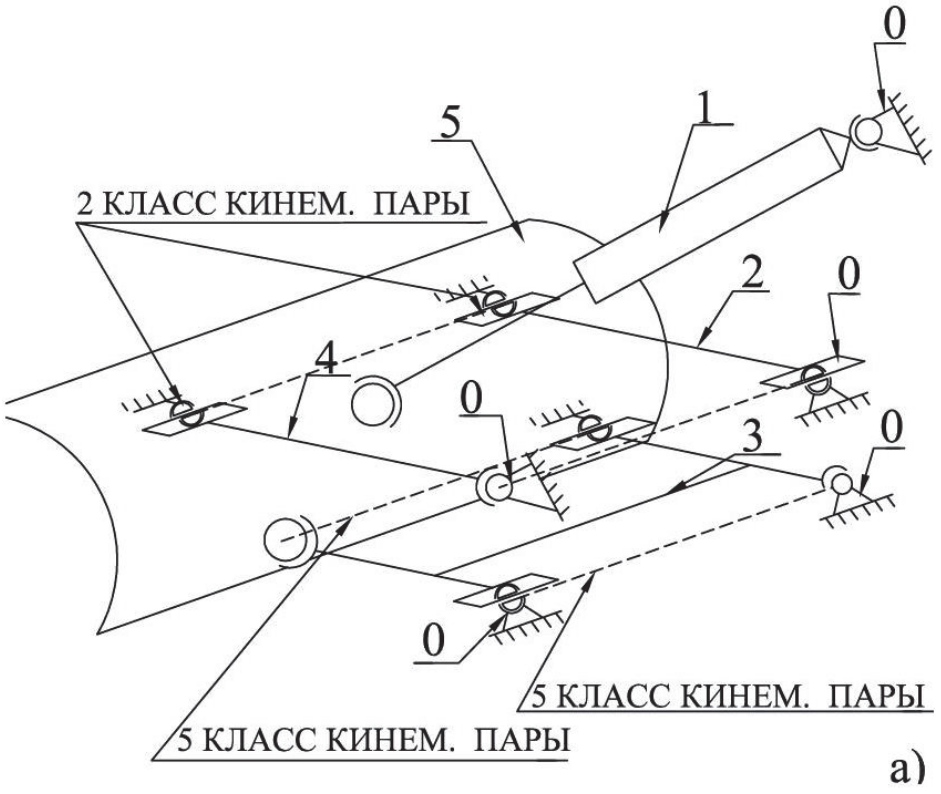


Рис. 4. Первая схема РО автогрейдера с кинематическими парами

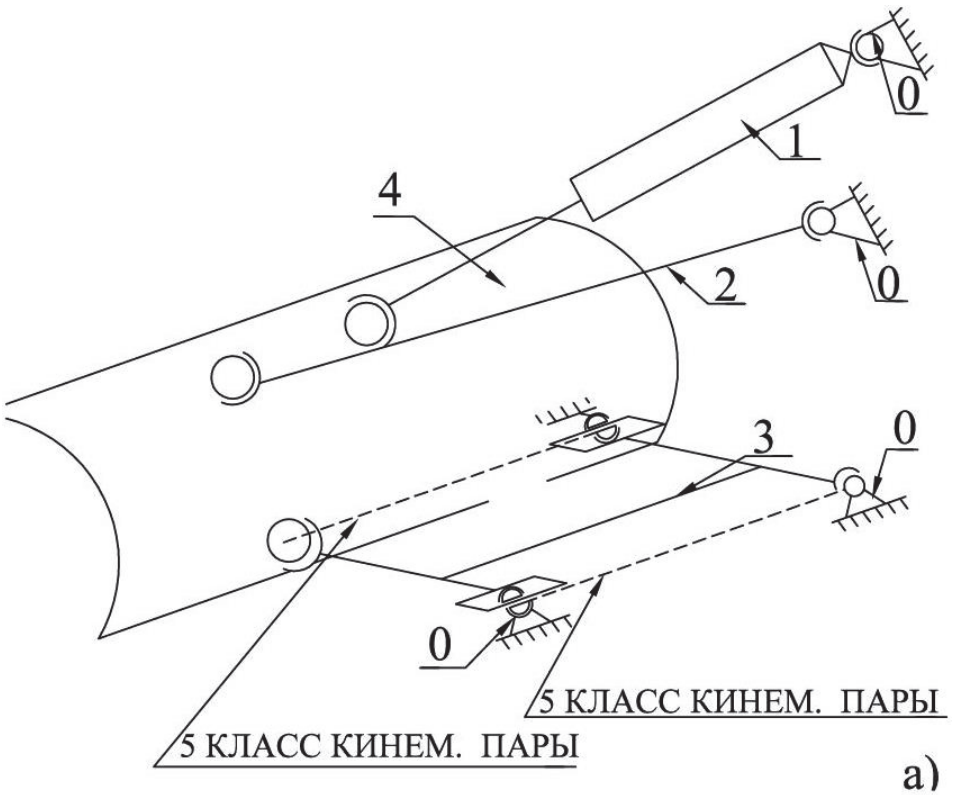


Рис. 6. Первая схема РО автогрейдера с кинематическими парами, вариант 2

Список литературы
1. Савельев А.Г. Обоснование параметров структурных схем и стержневых систем рабочего оборудования дорожно-строительных машин: дис. ... д-ра техн. наук. М., 2000.
2. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. М., 1979.

УДК 621.878:629.11(088.8)
В.А. Михайловская
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Оптимизация рабочего оборудования автогрейдера

Автогрейдер – самоходная колесная машина с регулируемым отвалом, расположенным между передними и задними колесами, которая режет, перемещает и распределяет материал обычно в целях профилирования [1]. Назначение автогрейдеров отличается от других землеройных машин своим разнообразием: профилировочные и планировочные работы при строительстве дорог, сооружение кюветов и выемок, очистка дорог от снега и льда, разравнивание и перемещение грунта и т. д. Работы, выполняемые автогрейдером, требуют маневренности и точности. Известны две основные схемы автогрейдера: жесткая и с шарнирно-сочлененной рамой. Вторая обеспечивает хорошую маневренность машины при транспортных операциях.

Борьба за рынки сбыта предполагает непрекращающуюся напряженную работу по поиску и внедрению новых, совершенных дорожно-строительных машин, которая предусматривает как улучшение техники, выполненной по традиционным схемам, так и создание принципиально новых машин и оборудования [2], поэтому поиск оптимальных параметров конструкций РО автогрейдеров – актуальный вопрос сегодня.

Отметим основные требования, предъявляемые к РО:

- отсутствие избыточных связей, т. к. такие механизмы собираются без натягов, а их работа характеризуется высокой нагрузочной способностью и малым трением;
- низкая металлоемкость при достаточной прочности и долговечности;
- высокая производительность;
- точность, так как от этого зависит количество проходов машины.
- несущие конструкции должны отвечать требованиям безопасности;
- конструкции должны быть технологичны;

© Михайловская В.А., 2016

- желательно применять прогрессивные профили;
- следует избегать мест скопления влаги, так как это провоцирует возникновение коррозии;
- способность транспортирования конструкции;
- ремонтопригодность.

Рассмотрим пример конструкции РО автогрейдера ДЗ-122А, выполненную в соответствии с патентом РФ № 2036277. Отличие ее от старой конфигурации в том, что режущая кромка и ось гидроцилиндра лежат в одной плоскости, что уменьшает изгибающий момент, действующий на тяговую раму.

Для выявления преимуществ новой конструкции проводились исследования, в ходе которых было получено:

- увеличение производительности;
- повышение средней рабочей скорости;
- уменьшение давления в гидросистеме для достижения максимального усилия на режущей кромке отвала при его заглублении;
- снижение нагруженности РО автогрейдера;
- уменьшение металлоемкости, следует из предыдущего.

Таким образом то, что мы направили вертикальную нагрузку от РО на гидроцилиндры подъема и опускания РО автогрейдера, позволило сократить внутренние нагрузки в конструкции, а следовательно, увеличило ее прочность, т. е. получилась оптимальная схема РО.

Также важным показателем любой конструкции является масса элементов. Ее уменьшение приведет к снижению энергоемкости, динамических нагрузок, что позволит повысить надежность машины. Применительно к строительно-дорожным машинам в основном используются стержни, имеющие коробчатое, реже − кольцевое поперечное сечение. При правильном выборе сечения можно существенно облегчить конструкцию.

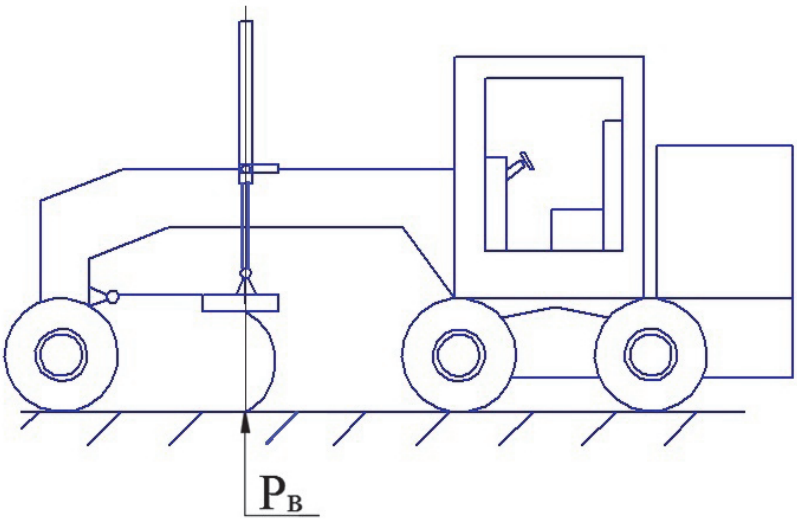


Рис. 1. Структурная схема РО автогрейдера ДЗ-122А

Критерии выбора сечения:

- вид нагружения;
- материал изделия;
- метод изготовления и обработки изделия.

Проведенный анализ областей применения стержней позволил определить, что при прямом изгибе стоит использовать стержни с коробчатым поперечным сечением, а при действии косого изгиба – с кольцевым поперечным сечением [2].

Примером применения кольцевого сечения хребтовой балки могут служить автогрейдеры тяжелого класса: ДЗ-98А, ДЗ-180, выпускаемые ЗАО «ЧСДМ», ДЗ-298 ЗАО «Уралпромсервис», а для автогрейдеров легкого и среднего типа используют коробчатое сечение: ДЗ-143, ГС 10.01, ГС 14.02 из линейки ЗАО «Брянский арсенал».

Вывод: целевыми функциями эффективности и оптимизации структурных и стержневых систем РО автогрейдера являются [2]:

- структурные схемы РО без избыточных связей;
- оптимальная конфигурация стержневых систем РО, позволяющая сократить внутренние нагрузки в конструкции;
- РО с оптимальной конфигурацией и минимальной массой.

Список литературы

1. ГОСТ 27535–87 (ИСО 7134–85). Машины землеройные. Автогрейдеры. Термины, определения и техническая характеристика для коммерческой документации. М., 1998.

2. Савельев А.Г. Обоснование параметров структурных схем и стержневых систем рабочего оборудования дорожно-строительных машин: дисс. ... д-ра техн. наук. М., 2000.

3. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. М., 1979.

УДК 621.43, 544.47

Д.С. Скляр, А.Н. Русаков

Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Пути повышения экологической безопасности двигателей внутреннего сгорания

Антропогенные выбросы приводят к увеличению концентрации в атмосферном воздухе широкого спектра специфических высокотоксичных загрязняющих веществ, оказывая существенное воздействие на глобальный климат, что вызывает негативные последствия для окружающей

© Скляр Д.С., Русаков А.Н., 2016

среды: парниковый эффект, кислотные дожди, фотохимический смог, озонные дыры. Значительное количество вредных веществ содержится в отработавших газах двигателей внутреннего сгорания. Для контроля вредных выбросов двигателями транспортных средств приняты соответствующие нормативные документы [1, 2].

В отработавших газах двигателей внутреннего сгорания обнаружено около 280 компонентов. Вещества, содержащиеся в отработавших газах, по своим химическим свойствам и характеру воздействия на организм человека подразделяются на нетоксичные: азот, кислород, водород, водяные пары, диоксид углерода; и токсичные: оксид углерода, оксиды азота, углеводороды, альдегиды, сажа. Причем сажа сама по себе нетоксична, но она адсорбирует на поверхности частиц канцерогенные полициклические углеводороды, в том числе наиболее вредный и токсичный бензапирен. При сгорании сернистых топлив образуются неорганические газы – диоксиды серы и сероводород. Токсичные компоненты составляют 0,2–5 % от объема отработавших газов, в зависимости от типа двигателя и режима его работы.

Таблица 1

Концентрация отработавших газов, бензиновый и дизельный двигатели

Концентрация в отработавших газах	Бензиновый двигатель	Дизельный двигатель
Азот, %	74–77	74–78
Альдегиды, %	0,3–0,8	2,0–18
Водяной пар, %	2,0–5,5	0,5–9,0
Диоксид серы, %	0,5–12	0,005–0,4
Кислород, %	0,3–10,0	2–18
Оксиды азота, %	0,01–0,8	0,002–0,02
Оксиды углерода, %	0,2–12,0	0,01–0,4
Углеводороды, %	0,2–3,0	0,009–0,3
Сажа, г/м^3	0–0,04	0,01–1,1 и более

Поглощение кровью CO происходит в 240 раз интенсивнее, чем кислорода. Вступая в реакцию с гемоглобином, CO блокирует возможность снабжения кислородом организма. Попадая в легкие, NOx остается на слизистой оболочке в виде кислоты. Действие ультрафиолетовых (УФ) лучей вызывает ряд радикальных реакций с участием C_nH_m и NO_2, в состав продуктов которых входит озон (сильный раздражитель дыхательных путей). Свинец в виде аэрозолей, попадая в организм, вызывает тяжелое отравление, в результате которого нарушаются функции органов пищеварения, нервно-мышечных систем и мозга. Сажа, представляющая собой мелкие частицы углерода, несет на своей поверхности огромное количество кан-

церогенных соединений, в том числе бенз(а)пирен. Альдегиды раздражают дыхательные пути, поражают нервную систему, почки и печень. Оксиды серы на слизистой оболочке образуют кислоты, которые нарушают белковый обмен, поражают легкие и верхние дыхательные пути.

В выхлопных газах дизельных двигателей, по сравнению с карбюраторными, содержится меньшее количество таких ингредиентов, как CO и CnHm, однако в них присутствует большее количество оксидов азота и формальдегида, появляются другие альдегиды, а также значительное количество твердых частиц углерода C (сажа). При малых размерах эти частицы адсорбируют химически активные вещества и становятся основными носителями канцерогенных соединений – бенз(а)пиренов. В воздушных смесях частички сажи могут присутствовать в течение нескольких суток, создавая неблагоприятный фон для жизнедеятельности человека [3].

Влияние выхлопных газов на здоровье человека

Наибольшую опасность представляют оксиды азота, примерно в 10 раз более опасные, чем угарный газ, доля токсичности альдегидов относительно невелика и составляет 4–5 % от общей токсичности выхлопных газов. Токсичность различных углеводородов сильно отличается. Непредельные углеводороды в присутствии диоксида азота фотохимически окисляются, образуя ядовитые кислородсодержащие соединения – составляющие смогов.

Качество дожигания на современных катализаторах таково, что доля CO после катализатора обычно менее 0,1 %.

Длительный контакт со средой, отравленной выхлопными газами автомобилей, вызывает общее ослабление организма – иммунодефицит. Кроме того, газы сами по себе могут стать причиной различных заболеваний, например дыхательной недостаточности, гайморита, ларинготрахеита, бронхита, бронхопневмонии, рака легких. Также выхлопные газы вызывают атеросклероз сосудов головного мозга. Опосредованно через легочную патологию могут возникнуть и различные нарушения сердечно-сосудистой системы.

Способы снижения токсичности

Различают два основных метода снижения уровня токсичности вредных выбросов.

Первичный метод – основан на снижении содержания в остаточных газах CO, CH, NO_x внутри рабочего цилиндра, т. е. за счет оптимизации рабочего процесса. Сюда входят и использование альтернативных топлив, и организация рабочего процесса, регулировки, применение различных добавок к топливам и т. д.

Вторичный метод – направлен на удаление вредных примесей уже на выходе из цилиндра двигателя, каталитическое обезвреживание отработавших газов (ОГ), включающее фильтрацию от сажи и аэрозолей на пористых материалах с периодической термической регенерацией фильтра,

каталитическое дожигание газообразных продуктов неполного сгорания на медно-хромовых, палладиевых и др. катализаторах, селективное каталитическое восстановление окиси азота аммиаком, улавливание SO_2 в режиме конденсации при охлаждении газов ниже точки росы и многое другое [5].

Катализатор топлива – устройство, предназначенное для снижения токсичности выхлопных газов и улучшения условий работы двигателя внутреннего сгорания за счет предварительной обработки углеводородного жидкого топлива, подаваемого в цилиндры двигателя. Обработка топлива в катализаторе топлива позволяет повысить полноту его сгорания, снизить образование вредных веществ при работе двигателя (снизить токсичность выхлопных газов), снизить удельный расход топлива, улучшить условия работы двигателя по критериям износа. Катализатор выхлопных газов – это элемент выхлопной системы автомобиля, который предназначен для дожигания выхлопной смеси до экологически чистых. Катализатор расположен либо на приемной трубе, либо сразу после нее. Внутри корпуса каталитического нейтрализатора находится керамическая сотовая конструкция. Соты нужны для того, чтобы увеличить площадь контакта выхлопных газов с поверхностью, на которую нанесен тонкий слой платиноиридиевого сплава. Недогоревшие остатки (CO, CH, NO), касаясь поверхности каталитического слоя, окисляются до конца кислородом, присутствующим также в выхлопных газах. В результате реакции выделяется тепло, разогревающее катализатор и тем самым активизируется реакция окисления. В конечном итоге на выходе из катализатора (исправного) выхлопные газы имеют концентрацию CO_2.

Эволюция катализаторов выхлопных газов

В конце 60-х гг., когда мегаполисы Америки и Японии стали буквально задыхаться от смога, инициативу взяли на себя правительственные комиссии. Именно законодательные акты об обязательном снижении уровня токсичных выхлопов новых автомобилей вынудили промышленников усовершенствовать двигатели и разрабатывать системы нейтрализации.

В 1970 г. в Соединенных Штатах был принят закон, в соответствии с которым уровень токсичных выхлопов автомобилей 1975 модельного года должен был быть в среднем наполовину меньше, чем у машин 1960 года выпуска: CH – на 87 %, CO – на 82 % и NO_x – на 24 %. Аналогичные требования были узаконены в Японии и в Европе.

Первым делом инженеры бросились совершенствовать системы питания и зажигания. Но было очевидно, что добиться столь существенного улучшения ситуации с токсичностью без применения дополнительных устройств просто невозможно.

В 1975 г. на американских машинах появились первые катализаторы отработавших газов – тогда еще двухкомпонентные, так называемого

окислительного типа. Двухкомпонентными они назывались потому, что могли нейтрализовать только два токсичных компонента – CO и CH. Окислительными – потому, что происходившие реакции представляли из себя окисление (то есть фактически дожигание) молекул CO и CH с образованием углекислого газа CO_2 и воды H_2O.

На американских автомобилях 1975 г. появились транзисторные системы зажигания с высокой энергией искры и свечи с медным сердечником центрального электрода – это свело к минимуму пропуски зажигания и последующие вспышки несгоревшего топлива в катализаторе, которые грозят оплавлением керамики.

В 1977-м к нему добавили «противоазотную» секцию, а еще через пару лет объединили все в едином корпусе, дав неправильное название – «трехступенчатый» катализатор. На самом деле речь идет не о ступенях, а о трех подавляемых классах вредных веществ.

К 1990 г. катализатор переехал вплотную к выпускному коллектору, чтобы быстрее нагреваться до рабочих температур (300 ºС) – тем самым уменьшить вредные выбросы на стадии прогрева.

В 1995 г. фирма «Эмитек» разработала технологию подогрева катализатора мощным электрическим сопротивлением. Основанная на этом принципе модель катализатора «6С» (или «Эмикэт») была установлена на «БМВ-Альпина В12».

В 2000 г. появилась цеолитовая ловушка углеводородов (CH), задерживающая их при пуске мотора и лишь после нагрева до 220 °С отдающая на «съедение» готовому к работе катализатору [4].

Очищение выхлопных газов

Это происходит за счет прохождения выхлопов с высокой температурой через решетку каталитического преобразователя, изготовленную из драгоценных металлов, в результате чего вредные выхлопы либо окисляются, либо распадаются на менее вредные химические вещества. Работа катализатора основана на внутреннем элементе, который представляет собой керамическую решетку, покрытую драгметаллами. Керамическая решетка имеет огромное количество проходов, и при прохождении выхлопных газов максимальное количество отработанных газов соприкасается с поверхностью этой решетки – происходит каталитическая реакция. При условии, что керамическая решетка внутри катализатора забивается несгоревшими отходами топлива (такими, например, как свинец, масло), тогда эффективность катализатора значительно снижается. Поэтому применение топлива с содержанием тетраэтилсвинца недопустимо для автомобилей, оснащенных катализаторами за счет дополнительного сопротивления, создаваемого конвертором на пути следования отработанных газов автомобиля.

Таблица 2

Сравнительная характеристика катализатора выхлопных газов и катализатора топлива

№ з/п	Основные технические характеристики	Катализатор выхлопных газов	Катализатор топлива
1	Габаритные размеры, мм	430×200×100	L = 135; D max = 85
2	Вес (кг)	4,6	0,38
3	Основные материалы	1. Никельсодержащая жароустойчивая сталь. 2. Платина. 3. Палладий. 4. Прокат черных металлов	1. Полиамид. 2. Бальзатовая ткань. 3. Таблетки химического катализатора. 4. Гаммаглинозем. 5. Порошок титана. 6. Корпус – алюминий
4	Стоимость изделия (в условных единицах)	800–1500	30–1000
5	Снижение токсичности отработанных газов (%)	Снижает около 30 %	Снижает CO – не меньше 30 %; CH – не меньше 20 % ;Nox – 8 %
6	Снижение удельного расхода топлива	Повышает расход *	Снижает не меньше 5 %
7	Повышение компрессии двигателя	Нет	Не меньше 8 %
8	Возможность использования этилированного бензина	Невозможно**, выходит из строя	Возможно без ухудшения работы двигателя
9	Температурный порог начала эффективной работы	Не ниже +600 ºС***	При температуре окружающего воздуха
10	Возможность перезарядки (регенерации)	Нет	Возможно путем замены каталитической кассеты и фильтров-активаторов
11	Необходимость переделывания двигателя при установке фильтра	Нет: монтаж конвертора в процессе сборки а/м	Нет: устанавливается в систему топливопровода
12	Возможность утилизации		Возможна

Использование низкооктановых этилированных бензинов ведет к пассивации рабочей поверхности сот конвертора и выхода из строя (неэффективная работа по нейтрализации токсических веществ в газах). При каждом запуске холодного двигателя и прогревании его на протяжении 5 мин количество выброшенных веществ эквивалентно их количеству, что выбрасываются за время пробега автомобиля на расстояние 300 км.

Способы нейтрализации отработавших газов в выпускной системе

Существует несколько способов нейтрализации отработавших газов в выпускной системе автомобиля: окисление отработавших газов путем подачи к ним дополнительного воздуха в термических реакторах. Термические реакторы устанавливают на многих японских и американских двигателях. Термический реактор представляет собой теплоизолированный объем со специальной организацией течения отходящих газов, устанавливаемый в выпускной системе двигателя и осуществляющий термическое доокисление токсичных компонентов за счет собственного тепла отходящих газов. Термическая нейтрализация не зависит от вида сжигаемого топлива, наличия присадок и позволяет использовать в двигателях этилированный бензин. Повысить температуру отработавших газов в реакторе можно, уменьшив теплопотери применением проставок-экранов, теплоизоляцией корпуса реактора, использованием тепла реакции окисления, а также кратковременным уменьшением угла опережения зажигания. Реакторы особенно эффективны на режимах богатой смеси при больших нагрузках, не выходят из строя со временем, однако не дают полного окисления CO и CH и не восстанавливают NO_x, поэтому применяются как дополнительные устройства перед катализатором.

Поглощение токсичных компонентов жидкостью в жидкостных нейтрализаторах. Этот способ не получил широкого распространения из-за малой эффективности и необходимости частой замены жидкости [5].

Применение катализаторов и сажевых фильтров – в настоящее время наиболее актуальный способ снижения токсичности отработавших газов и пути повышения экологической безопасности двигателей внутреннего сгорания.

Список литературы

1. ГОСТ Р 41.49–2003. (Правила ЕЭК ООН N 49). Единообразные предписания, касающиеся сертификации двигателей с воспламенением от сжатия и двигателей, работающих на природном газе, а также двигателей с принудительным зажиганием, работающих на сжиженном нефтяном газе, и транспортных средств, оснащенных двигателями с воспламенением от сжатия, двигателями, работающими на природном газе, и двигателями с принудительным зажиганием, работающими на сжиженном нефтяном газе, в отношении выбросов вредных веществ. М., 2004.

2. ГОСТ Р 41.83–2004. (Правила ЕЭК ООН N 83). Единообразные предписания, касающиеся сертификации транспортных средств в отноше-

нии выбросов вредных веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей. М., 2004.

3. Токсичность отработавших газов. URL: http://nontoxic.ru/index/toksichnost_otrabotavshikh_gazov/0-12

4. Методы снижения токсичности отработавших газов. URL: http://www.ecologyside.ru/ecosids-387-1.html

5. Выхлопные газы. URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%92%D1%8B%D1%85%D0%BB%D0%BE%D0%BF%D0%BD%D1%8B%D0%B5_%D0%B3%D0%B0%D0%B7%D1%8B

УДК 621.43.057.2

В.И. Кочергин, С.П. Глушков, В.В. Красников
Сибирский государственный университет путей сообщения

Повышение эксплуатационных показателей дизельных ДВС путем использования водородсодержащего синтез-газа

Повышение качественных показателей эксплуатации современных транспортных и транспортно-технологичемких машин в первую очередь означает повышение производительности при условии обеспечения современных экологических требований к выбросам в атмосферу вредных веществ.

Несмотря на разнообразные оптимистичные прогнозы в области революционного пути развития энергетических установок, списывать со счетов традиционные поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС), в том числе дизельные, в ближайшие десятилетия не представляется возможным, но для обеспечения их конкурентоспособности с высокотехнологическими разработками, безусловно, требуются либо радикальные изменения в конструкции, либо широкое применение альтернативных видов топлива.

Одним из таких видов топлива является водород. Водородная энергетика объявлена приоритетным путем развития научно-технического прогресса во многих странах мира в соответствии с обозначенными направлениями развития так называемого шестого технологического уклада. Вектор развития научно-технического прогресса однозначно указывает на перспективное развитие водородной энергетики как способа получения тепловой энергии непосредственно путем сгорания водорода или же путем получения электрической энергии в топливных элементах. Предполагаемые сроки массового отказа от углеводородного топлива в пользу водорода – 2020–2050 гг. [1]. Для этого в различных странах разрабатываются приоритетные программы и реализуются практические мероприятия, в частности, с целью применения данного вида топлива на транспортных средст-

© Кочергин В.И., Глушков С.П., Красников В.В., 2016

вах. Однако широкое распространение подобных инноваций, во-первых, требует значительной инвестиционной нагрузки, и, во-вторых, по каким-то причинам замалчиваются негативные стороны данного инновационного процесса.

К негативным нерешенным проблемам массового применения водородного топлива следует отнести нижеперечисленные факторы.

1. При массовой эксплуатации водородных энергетических установок необходимы значительные изменения в технологиях транспортировки, хранения и обеспечения заправки топливом транспортно-технологических машин, связанные со значительными капиталовложениями.

2. Стоимость получения водородного топлива весьма высока и сопряжена с нерешенными экологическими последствиями, а именно: при производстве водорода посредством гидролиза воды или конвертацией различных видов углеводородов требуется большое количество энергии, произведенной традиционными, то есть вредными для окружающей среды способами. Кроме того, использование большого количества воды для производства водорода, возможно, в отдаленной перспективе вообще будет невозможно, так как вода уже в текущий период времени становится стратегическим ресурсом. Неясным остается и влияние неизбежных массовых выбросов воды в атмосферу на климат и экологию планеты.

3. Существующие двигатели внутреннего сгорания и иные типы энергетических установок не могут использовать водород в качестве альтернативного вида топлива без кардинальных конструктивных изменений и изменений процессов технической эксплуатации.

В то же время возможно применять в качестве топлива не чистый водород, а водородсодержащий синтез-газ, позволяющий использовать обычные двигатели внутреннего сгорания и получить значительное улучшение эксплуатационных характеристик ДВС как в области экологичности продуктов сгорания, так и в части показателей мощности. Известны разработки каталитических генераторов водородсодержащего синтез-газа и успешные испытания двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием, оснащенных таким установками, подтвердившие правомерность и перспективность такого подхода [2].

Применение технологий такого рода на дизельных ДВС до недавнего времени представлялось проблематичным, так как обеспечение испарения тяжелых фракций дизельного топлива, особенно учитывая качество топлива отечественного производства, с целью их последующей каталитической конвертации в синтез-газ считалось сложной технической задачей. Однако результаты совместной работы ученых Института катализа имени Г.К. Борескова Сибирского отделения Российской академии наук и Сибирского государственного университета путей сообщения (СГУПС), выполненные в рамках грантов на научные исследования СГУПС, создали предпосылки

для успешного решения данной проблемы. Каталитический генератор с предварительным испарением дизельного топлива, соответствующего требованиям стандарта Евро-5, успешно прошел ресурсные испытания и может являться прототипом как для создания принципиально новых конструкций предпусковых подогревателей транспортно-технологических машин, так и для бортовых генераторов водородсодержащего синтез-газа, монтируемых на традиционных конструкциях дизельных двигателей [3, 4].

В этом случае предполагается, что генератор синтез-газа обеспечивает преобразование части дизельного топлива в смесь водорода и оксида углерода (синтез-газ) и подает этот газ во впускной трубопровод, а затем – в цилиндры двигателя одновременно с впрыском основного топлива. Эксперименты с добавлением синтез-газа во впускной трубопровод дизель-генераторной установки показали положительные результаты. Но для практической реализации перевода дизельных ДВС на водородосодержащее топливо необходимо устранить возможность возникновения обратных вспышек во впускном коллекторе и повышения жесткости рабочего процесса в связи с возникновением детонационноподобного сгорания топлива.

Решение данной проблемы представляется реализуемой задачей при обеспечении контроллером с соответствующим алгоритмом управления взаимодействия бортового генератора синтез-газа с системами подачи топлива и системой охлаждения двигателя внутреннего сгорания. Бортовой генератор синтез-газа должен входить в модернизированную систему управления топливоподачей дизельного ДВС, обеспечивающей и дозирование подачи синтез-газа, в состав которой предполагается включить следующие элементы:

- системы подачи и дозирования топлива и воздуха;
- каталитический риформер, включающий в себя каталитический реактор для конверсии углеводородного топлива в водородсодержащий синтез-газ, систему рекуперации теплоты продуктов реакции и датчики температуры;
- теплобменник для охлаждения водородсодержащего синтез-газа;
- систему контроля и автоматического регулирования рабочих параметров генератора синтез-газа и двигателя в целом.

Список литературы

1. Кузык Б.Н., Кушлин В.И., Яковец Ю.В. На пути к водородной энергетике. М., 2005.

2. Разработка компактных устройств для получения синтезгаза из углеводородного топлива на борту автомобиля в целях повышения топливной экономичности и экологических характеристик автомобилей / О.Ф. Бризицкий, В.Я. Терентьев, А.П. Христолюбов [и др.] // Альтернативная техника и экология. 2004. № 11. С. 17–22.

3. Перспективные направления обеспечения экологичности предпускового подогрева транспортных средств в условиях эксплуатации /

В.И. Кочергин, И.К. Далюк, А.В. Порсин, А.В. Куликов, В.Н. Рогожников // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. Новосибирск, 2014. № 3. С. 156–160.

4. Catalytic reactor with metal gauzecatalysts for combustion of liquid fuel / A.Porsin, A. Kulikov A, I. Dalyuk, V. Rogozhnikov, V. Kochergin // Chemical Engineering Jornal. 2015. No. 282. P. 233–240.

УДК 669.268

И.А. Внуков
Сибирский федеральный университет

Обеспечение качества обработки поверхностей штоков гидроцилиндров

Материал гидроцилиндров должен обладать достаточно высокой прочностью, обеспечивающей работоспособность при заданном рабочем давлении. До 100 кг/см^2 применяют материалы с $\sigma \geq 15$–60 кг/мм^2 при 100–200 кг/см^2 – с $\sigma \geq 30$–90 кг/мм^2, а при давлениях более 200 кг/см^2 – с $\sigma \geq 90$ кг/мм^2.

Материалы трущихся пар, помимо требуемой высокой прочности, должны обладать хорошими антифрикционными свойствами при достаточно больших скоростях возвратно-поступательного движения. Как правило, одна из деталей трущейся пары выполняется из материала меньшей твердости, или же применяются одинаковые материалы с твердым покрытием (хромирование, твердое анодирование и т. п.) одной из них.

Детали силовых цилиндров изготовляют из коррозионно-стойких материалов или покрывают их поверхность защитными гальваническими покрытиями, наружные поверхности окрашивают.

Для обработки поверхностей штоков гидроцилиндров целесообразно применение процесса виброобкатывания.

Виброобкатывание – процесс образования поверхностей деталей с практически регулярным микрорельефом. После виброобкатывания поверхность имеет микронеровности с большими шагом, радиусами закруглений выступов и впадин, малое число выступов на единицу длины опорной поверхности. В зависимости от режима виброобкатывания различают четыре вида микрорельефа или их сочетание. Внешний вид виброобкатанной поверхности – мелкая сетка искаженных синусоид.

Виброобкатывание является эффективным способом повышения износостойкости и герметичности контактирующих пар, в частности узлов уплотнения, уменьшения трения и других важных эксплуатационных свойств.

© Внуков И.А., 2016

Виброобкатывание цилиндрических и торцевых поверхностей производится путем пластической деформации вращающейся детали шаровым или алмазным наконечником инструмента, совершающим осциллирующие движения. Виброобкатывание хромированных деталей следует выполнять по специальной технологии. При слое хрома 10–20 мкм виброобкатывание производится до нанесения покрытия, а при слое хрома 40–80 мкм – по покрытию. В последнем случае поверхность имеет впадины с глубиной до 2,5 мкм и выступы с острыми вершинами. Такую поверхность стоит полировать плоским притиром из смеси 60 % акрилата и 40 % алмазного порошка на приспособлении для виброобкатывания. После полирования глубина впадин микрорельефа уменьшается до 0,4–0,6 мкм, переходы поверхности становятся плавными, шероховатость снижается, размер полируемого диаметра уменьшается на 3–4 мкм. Притирка производится с подачей до 0,07 мм/об при усилии прижима 12 кг, частоте вращения детали 600–700 мин$^{-1}$ и двух проходах. В качестве охлаждающей жидкости при виброобкатывании используется масло индустриальное МС-20, при притирке – керосин [1].

Для того чтобы повысить износостойкость трущихся поверхностей, защитить от коррозии детали и восстановить изношенные (бракованные) детали, применяют электролитическое хромирование. Основным компонентом электролитов для хромирования является хромовый ангидрид CrO_3. Хромовый ангидрид представляет собой смесь сильных кислот $H_2Cr_2O_7$ и H_2CrO_4. Электроосаждение хрома из раствора только одной хромовой кислоты невозможно. Для нормального протекания процесса электролиза и выделения на катоде удовлетворительных осадков хрома необходимо содержание небольшого количества посторонних активных анионов, например SO_4^{2-}, F^{1-} или SiF_6^{2-}.

Для хромирования штоков гидроцилиндров следует применять анодно-струйное хромирование. При таком процессе интенсивное перемешивание прикатодного слоя достигается при направлении струи электролита перпендикулярно хромируемой поверхности. Это происходит благодаря использованию анодов в качестве сопел, направляющих струи электролита на хромируемую деталь. Аноды делают полыми, с круглыми или щелевидными отверстиями, распределенными по всей рабочей поверхности. Электролит, подаваемый в полость анода насосом, направляется с большей скоростью на поверхность детали через отверстия в аноде.

Анодно-струйный способ хромирования обычно осуществляется в саморегулирующемся электролите при температуре 55–66 ºС в широком диапазоне плотности тока, достигающей 200 А/дм^2. При этом на катоде осаждаются блестящие осадки хрома. В стационарной ванне без перемешивания при таких больших плотностях тока образуются шероховатые покрытия с большим числом дендритов. Выход по току при анодно-струйном способе

хромирования в саморегулирующемся электролите достигает 22 %, что наряду с высокими плотностями тока приводит к значительному ускорению процесса отложения хрома, например при плотности тока 100 А/дм^2 и температуре 50 ºС скорость осаждения хрома достигает 0,1 мм/ч. Анодно-струйное хромирование целесообразно применять при массовом хромировании однотипных деталей, главным образом имеющих цилиндрическую форму.

Основные факторы, влияющие на распределение покрытия штоков гидроцилиндров:

1. Низкая рассеивающая способность хромировочных электролитов. Повышение рассеивающей способности электролита в известной степени может быть достигнуто путем рационального выбора состава электролита. По сравнению со стандартным электролитом лучшую рассеивающую способность имеют разбавленные сульфатные электролиты и сульфатно-кремнефторидные электролиты с добавкой кадмия. Некоторый эффект выравнивания покрытия достигается при хромировании на реверсивном токе.

2. Краевой эффект, возникающий из-за рассеивания силовых линий тока в объеме электролита. Причина краевого эффекта в том, что силовые линии тока концентрируются на краях хромируемой поверхности и складываются с силовыми линиями тока, идущими к краям по кратчайшему пути. Для устранения или уменьшения краевого эффекта на хромируемой поверхности применяют два основных способа: увеличение сопротивления рассеиванию тока в объеме электролита вплоть до полной электрической изоляции рабочего электролита в межэлектродном пространстве от остального электролита в ванне; отвлечение избыточного тока от краев хромируемой поверхности с помощью защитных катодов, расположенных вблизи участков с повышенной концентрацией тока [2, 3].

Чтобы повысить производительность труда и улучшить качество нанесения гальванических покрытий штоков гидроцилиндров, а также устранить малоэффективный ручной труд в тяжелых и вредных для человека производственных условиях применяется автоматизация и механизация этого процесса. Поэтому стали применяться автооператорные гальванические линии (АГЛ) [4, 5].

В настоящее время для снижения трудоемкости процесса хромирования при обеспечении требуемого качества покрытия перспективной является технология скоростного хромирования в протоке электролита при установленных технологических параметрах.

На ряде отечественных предприятий еще функционирует технологическое оборудование скоростного хромирования периода 80–90-х гг. Оно характеризуется физическим износом основного оборудования, физически и морально устаревшей элементной базой системы управления, что приводит к частым отказам и некачественному покрытию. Поэтому данное оборудование требует научно-техническую модернизацию.

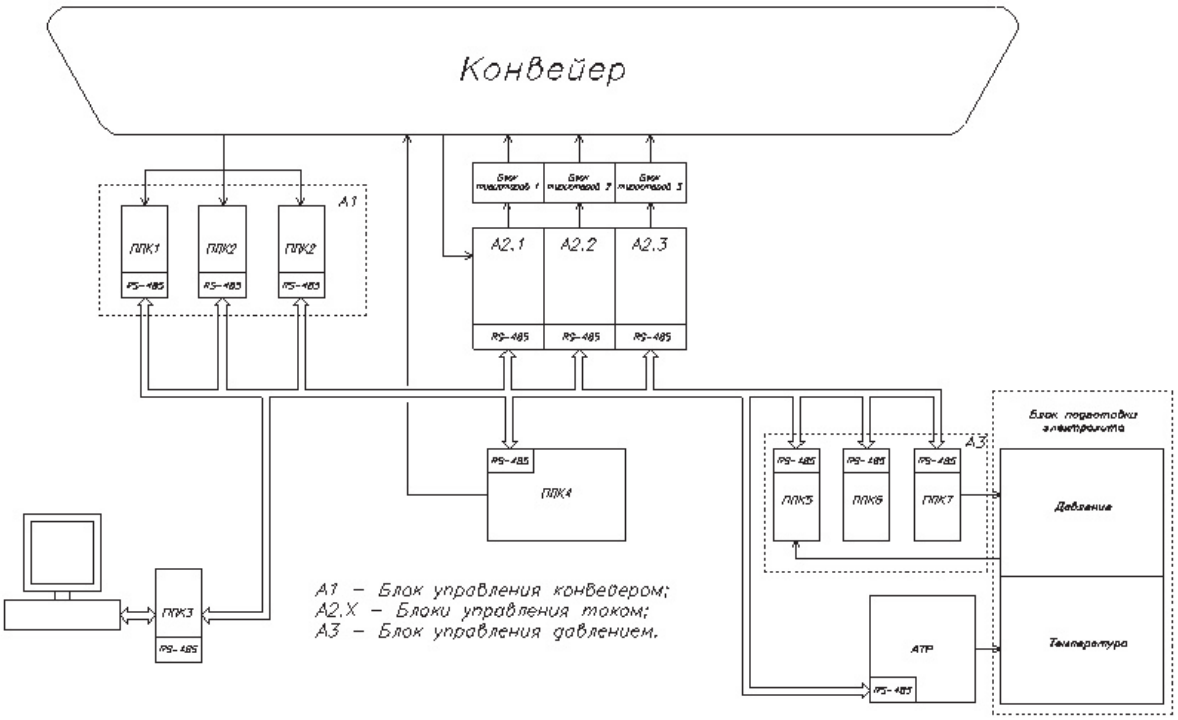


Рис. 1. Структурная схема модернизируемой линии скоростного хромирования

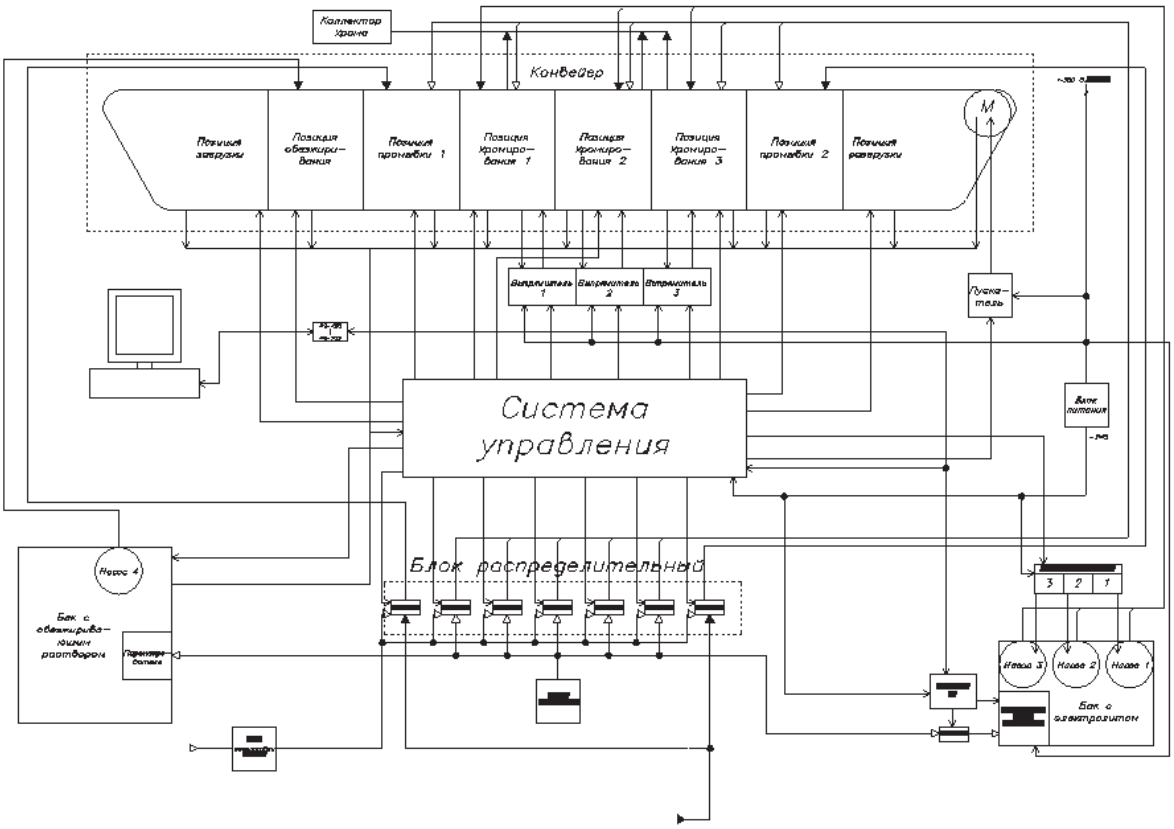


Рис. 2. Функциональная схема модернизированной линии скоростного хромирования

Суть планируемой модернизации существующего процесса скоростного хромирования заключается в обеспечении гибкости процесса, в обеспечении новой элементной базы (персональные логические контроллеры, усовершенствованные персональные компьютеры и т. д.) и сокращении времени хромирования. На рис. 1 представлена структурная схема модернизируемой АГЛ скоростного хромирования. На рис. 2 представлена функциональная схема модернизированной линии скоростного хромирования.

Список литературы

1. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. Киев, 1977.

2. Черкез М.Б., Богорад Л.Я. Хромирование. Л., 1978.

3. Анодно-струйное хромирование – новый способ ускоренного нанесения износостойкого хрома / А.Д Блувштейн, Я.А. Двойрин, Н.М. Антонов, М.И. Баянов. Л., 1966.

4. Истомина Н.В., Сосновская Н.Г., Ковалюк. Е.Н. Оборудование электрохимических производств. Ангарск, 2010.

5. Гибкие автоматизированные линии / сост. А.Е. Новиков, А.Б. Даринцева. Екатеринбург, 2006.

УДК 621.873.2

В.Е. Беляков, К.В. Хацевский
Омский институт водного транспорта
Омский государственный технический университет

Выбор и обоснование основных параметров для кранов на гусеничном ходу

Темпы обновления подъемно-транспортного оборудования в последние годы находились на крайне низком уровне, значительная часть парка грузоподъемных кранов выработала свой ресурс и требует замены, капитального ремонта или модернизации. Основными работами, направленными на модернизацию подъемно-транспортных машин, являются замена устаревших систем управления крановых механизмов на современные системы, обеспечивающие высокую плавность пуска, регулирование скоростей в широких пределах. В настоящее время задача получения высокой плавности регулирования достигается путем совершенствования программ микроконтроллеров аппаратов управления и оптимизации параметров управления электроприводом.

Скоростями рабочих движений: подъема и опускания груза, вращения поворотной рамы и передвижения крана – определяется основной экс-

© Беляков В.Е., Хацевский К.В., 2016

плуатационный параметр крана – производительность; вместе с тем отдельные скорости рабочих движений имеют и самостоятельное значение.

Большинство исследований посвящено разработке дополнительных функциональных возможностей кранов, использованию устройств стабилизации перемещения грузов (рис. 1). Применяются специальные устройства, обеспечивающие необходимые параметры перемещения груза в автоматическом режиме. Решению этой задачи в настоящее время посвящены работы Л.В. Мельникова, А.Г. Теплякова, H.M. Omara, A.H. Nayfeh.

Рис. 1. Кран ДЭК-251

Изучению вопросов динамики механизма подъема грузоподъемных машин посвящено большое количество исследований. Следует выделить работы М.М. Гохберга, О.В. Григорова, Б.Л. Давыдова и В.А. Скородумова, С.А. Казака, Б.С. Ковальского, М.С. Комарова, Н.А. Лобова, И.М. Одина, В.М. Соболева, а также некоторых зарубежных ученых – Ф. Зедльмайера, Х. Дрессига, М. Шеффлера.

В крановых механизмах преобладают электроприводы с двигателями с фазным ротором. Электропривод с индуктивным реостатом (дросселем) в роторной цепи получил широкое распространение в крановом электроприводе [1]. Дроссели и методы их расчета разрабатываются разными учеными страны, включая работы предшественников в ЮУрГУ, МГМИ. Теоретическим фундаментом таких расчетов являются работы ученых МЭИ во главе с А.В. Нетушилом, Р.Х. Гафиятуллиным [3].

Изучение состояния вопроса выявило тот факт, что часть теоретических вопросов исследования кранов требует дальнейшего развития. Так, исследование динамических характеристик грузоподъемных кранов в период

разгона позволит установить влияние различных факторов на параметры переходных процессов и, следовательно, осуществлять рациональное проектирование, а также рассчитывать критерии оптимизации переходных процессов – т. е. синтезировать оптимальные характеристики приводов.

Скорость подъема крана ДЭК-251 должна оставаться постоянной и равной 1 м/с.

$$V = k \cdot n_{\text{ном}}, \tag{1}$$

где k – передаточное число редуктора; $n_{\text{ном}}$ – номинальная скорость электропривода.

Таким образом, одной из составляющих комплексного критерия эффективности должен являться показатель критерия по скорости электропривода:

$$0{,}95 \le K_v \le 1{,}05.$$

К электроприводам грузоподъемных механизмов предъявляются следующие требования:

- повышение быстродействия или минимальная длительность переходных процессов;
- надежное электрическое торможение в режиме спуска полного груза;
- точная остановка при торможении;
- обеспечение заданной производительности и регулирование частоты вращения в диапазоне 20–100 % в двигательном режиме при полной нагрузке;
- устойчивая работа на малых посадочных скоростях;
- обеспечение значительных скоростей операций с порожними захватами (до 300 % номинальной);
- обеспечение увеличенных скоростей спуска грузов при работе в генераторном режиме (до 200 % номинальной).

При выборе типа двигателя грузоподъемных механизмов необходимо учитывать особенности работы их электроприводов:

- большую частоту пусков и торможений;
- пуск под полной нагрузкой;
- работу с переменной нагрузкой от 10 до 100 %, а также с кратковременной перегрузкой;

На основании вышеизложенного следующим показателем критерия эффективности является $t_{\text{пп}}$. Это время выхода электропривода на номинальную скорость. И тогда следующий показатель комплексного критерия эффективности по времени переходного процесса:

$$K_r \to \min.$$

Около половины всех отказов электрооборудования приходятся на систему управления электроприводом. Очень негативное воздействие на стабильность работы оказывает тот факт, что асинхронный двигатель име-

ет ступенчатые характеристики при пуске и разгоне и это приводит к резким рывкам при сдергивании и торможении груза.

Применение устройства плавного запуска помогает уменьшить пусковые токи при переходных процессах, понизить возможность нагрева мотора, повысить срок службы электродвигателя, устранить рывки в момент запуска электродвигателя, а также плавно остановить электродвигатель [2].

$$I_{\text{нач}} = I_{\text{ном}} \cdot \frac{M_{\max}}{M_{\text{ном}}} \tag{2}$$

где $I_{\text{ном}}$ – номинальный пусковой ток; $M_{\max}$ – максимальный или критический момент на валу двигателя; $M_{\text{ном}}$ – номинальный момент на валу двигателя.

$$I_{c_{\text{пуск}}} = I_{\text{нач}} \cdot \sqrt{\frac{\beta^2 - \alpha^2 + 4 \cdot (\beta - \alpha)}{2 \cdot \ln \frac{\beta}{\alpha}}} + 1 \tag{3}$$

После вычислений $I_{\text{спуск}}$ = 140 А.

Таким образом, одной из составляющих комплексного критерия эффективности должен являться показатель критерия ток статорный максимальный:

$$K_I < K_{I\max} \tag{4}$$

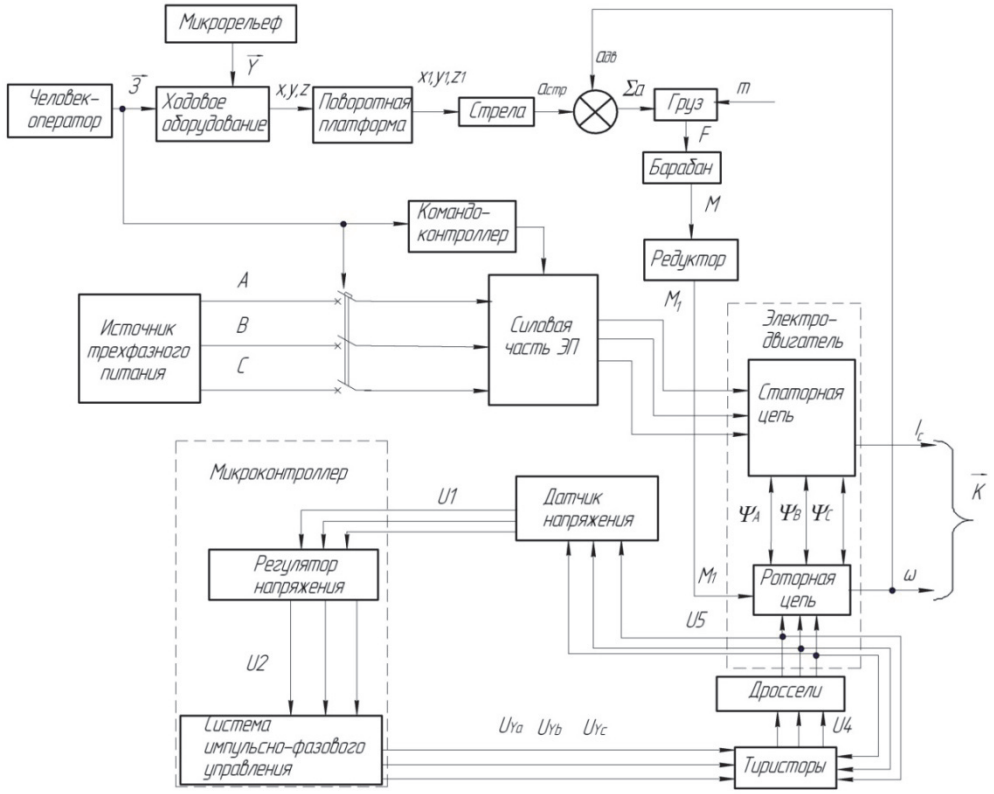


Рис. 2. Функциональная схема рабочего процесса грузоподъемного крана

Таким образом, при исследовании системы управления грузоподъемного крана в данной работе используется следующий показатель эффективности:

$$K = [K_v K_t K_I]^T.$$

Критерием эффективности, с учетом вышеприведенного, является следующая совокупность условий:

$$\begin{cases} 0{,}95 \le K_v \le 1{,}05 \\ K_t \to \min \\ K_I < K_{\mathrm{Im}\,ax} \end{cases} \quad (5)$$

Данный критерий (рис. 2) позволит достичь максимальной производительности при условии выполнения требований по точности и надежности.

Список литературы

1. www.drossel.ru

2. Беляков В.Е. Динамическая система грузоподъемного крана ДЭК-251 // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2012. № 23. С. 7–11.

3. Беляков В.Е. Тиристорно-дроссельная система управления крановых механизмов // Научные труды молодых ученых, аспирантов и студентов. Омск, 2013. С. 20–22.

УДК 625.08

Д.М. Валиева, Н.Д. Селиверстов
Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет

Методика расчета эффективности комплексов для безотходного ремонта дорожных покрытий

Различные безотходные технологии ремонта дорожных покрытий с повторным использованием минерального материала получили широкое распространение за рубежом при устройстве поверхностных слоев износа и подстилающих слоев основания дорожной одежды. Минеральный материал изношенных слоев смешивается с различными вяжущими и стабилизирующими веществами на месте производства работ, на заводе или с помощью дорожной машины типа «горячий или холодный ресайклер» и может частично либо полностью послужить основой новой дороги несколько раз. Внедрение безотходных технологий в России осуществляется медленными темпами [5].

© Валиева Д.М., Селиверстов Н.Д., 2016

По сравнению с традиционными методами восстановления дорог безотходные технологии предполагают последовательное и непрерывное производство рабочих операций во времени. В зависимости от конструктивного назначения слоев, объема финансирования и степени износа старой дорожной одежды применяются различные вариации безотходного ремонта и специализированные дорожные машины, эффективные только в конкретных условиях эксплуатации. Теоретические основы выбора инновационных транспортно-технологических машин рассмотрены в работах [2–4].

Определение комплекса задействованных средств механизации на основе методики синтеза возможных технических решений во времени позволяет оптимизировать производственный процесс по целевым показателям эффективности [1]. Развитие методики заключается в представлении разных технических решений во времени при строгой последовательности этапов производственного процесса.

Использование метода синтеза технических решений во времени

Существует несколько вариантов безотходного ремонта дорожных покрытий: циклический холодный ресайклинг, непрерывный холодный ресайклинг и методы терморегенерации. Разные технологии предполагают использование различных средств механизации: фрез, горячих и холодных ресайклеров, асфальтоукладчиков, асфальтобетонных заводов (АБЗ), мобильных АБЗ, мобильных смесительных установок (МСУ), транспортных самосвалов и вспомогательных машин (рис. 1) [7].

Рис. 1. Классификация технологий безотходного восстановления в зависимости от конструктивного назначения слоев дорожного покрытия

Структура синтеза технических решений представляется в виде алгоритма, состоящего из шести последовательных этапов во времени: формулирование проблемной ситуации, формулирование задачи синтеза технических решений, анализ задачи, поиск технических решений, анализ технических решений и выбор оптимального технического решения. Важным условием является выделение основной функции технической системы, которая заключается в послойной разработке слоев дорожного покрытия с заданными характеристиками при использовании минерального материала изношенного слоя дороги с различной степенью повреждения. Далее эта функция подвергается расчленению на совокупность подфункций: удаление изношенного материала на заданную ширину и глубину, обеспечение транспортировки материалов при заданном расстоянии, обеспечение однородного смешения материалов с вяжущими и стабилизирующими добавками, обеспечение распределения и предварительного уплотнения смеси и т. д. Перечисленные подфункции выполняются в обязательном порядке во всех вариациях безотходных технологий ремонта различных слоев и могут реализовываться различными техническими решениями – средствами механизации.

Следующим действием является составление морфологической карты возможных технических решений, где в столбцах выделяются основные подфункции, а в строках – технические решения, способные выполнить данные подфункции с максимальной эффективностью (табл. 1).

Таблица 1

Морфологическая карта возможных технических решений

Подфункция		Оборудование				
А	Удаление старого материала	Фреза	Холодный ресайклер	Горячий ресайклер	–	–
Б	Транспортировка материалов	Самосвал	Холодный ресайклер	Горячий ресайклер	–	–
В	Смешение материалов	АБЗ	МСУ	Мобильный АБЗ	Холодный ресайклер	Горячий ресайклер
Г	Распределение новой смеси материала	Асфальтоукладчик	Холодный ресайклер	Горячий ресайклер	–	–
Д	Предварительное уплотнение новой смеси материала	Асфальтоукладчик	Холодный ресайклер	Горячий ресайклер	–	–

Рабочие процессы подфункций последовательно производятся во времени. Для каждого технического решения в подфункции рассчитывается продолжительность рабочей операции на основании математических моделей. Значения продолжительности откладываются по шкале времени

(*t*). На основании значений продолжительности определяются показатели себестоимости единицы продукции, удельной себестоимости смеси дорожно-строительных материалов для заданного слоя и производительности для каждого технического решения в каждой подфункции.

При расчете производительности учитываются характеристики перемещения (*L*) материала (смеси) от одной подфункции к другой. При использовании разных средств механизации это значение будет различно. В совокупности обязательные требования к составу материалов новой смеси, обязательные требования к режимам смешения и характеристики перемещения компонентов и/или смеси для выполнения подфункции смешения определяют оптимальное средство механизации смешения в заданных условиях [6]. Схематично методика представлена на рис. 2.

Безотходные технологии восстановления дорожных покрытий имеют несколько вариантов реализации. Каждый вариант предполагает использование разных средств механизации и применяется в соответствующих условиях эксплуатации.

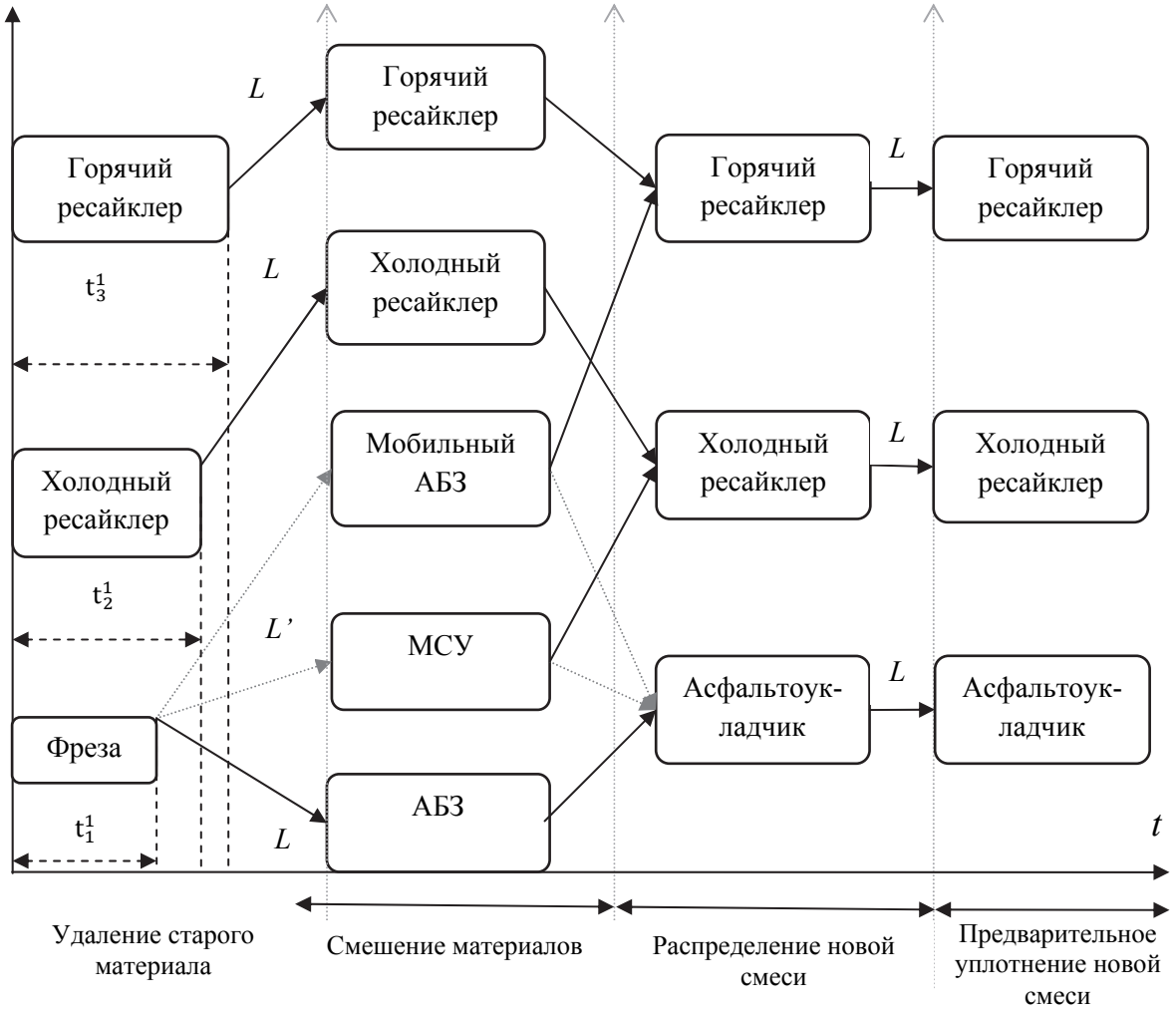


Рис. 2. Синтез технических решений во времени

При использовании методики синтеза возможных технических решений можно проследить осуществление операций во времени и сравнить продолжительность рабочего процесса с использованием разной техники. Важным ограничением предложенной методики является идеализация технических решений для выполнения основных подфункций. Предполагается работа надежной дорожно-строительной техники с максимальными показателями эксплуатационной и экономической эффективности в заданных условиях работы.

Список литературы

1. Баловнев В.И., Данилов Р.Г., Селиверстов Н.Д. Анализ параметров и режимов работы основных систем ресайклера // Строительные и дорожные машины. 2014. № 10. С. 45–48.

2. Баловнев В.И. Оптимизация и выбор инновационных систем и процессов транспортно-технологических машин. М., 2014.

3. Дорожно-строительные машины и комплексы / В.И. Баловнев, Г.В. Кустарев, Е.С. Локшин, Г.С. Мирзоян, А.Н. Новиков, С.В. Абрамов, В.И. Мещеряков, Р.Г. Данилов, В.П. Шилович. М.–Омск, 2001.

4. Машины для содержания и ремонта городских и автомобильных дорог / В.И. Баловнев, М.А. Беляев, Р.Г. Данилов, В.И. Мещеряков, В.В. Приходько. М.–Омск, 2005.

5. Кустарев Г.В., Селиверстов Н.Д. Пути развития технологий ресайклинга дорожных покрытий в России // Механизация строительства. 2015. № 12 (858). С. 4–8.

6. Селиверстов Н.Д. Подбор состава материалов асфальтобетонных смесей при ресайклинге дорожных покрытий // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2015. № 7. С. 40–45.

7. WIRTGEN Cold Recycling Technology 1st edition, 2012.

УДК 625.768.1

И.А. Тетерина
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Результаты экспериментальных исследований системы виброзащиты оператора дорожной уборочно-подметальной машины

На сегодняшний день значимость эффективного функционирования дорожных коммунальных служб очевидна. Рост численности населения и расширение инфраструктуры в городах обусловливает потребность в надежных коммунальных машинах, которые справлялись бы с расчисткой

© Тетерина И.А., 2016

территорий от смета, льда и снега, вывозом мусора, благоустройством территорий и другими задачами.

Одним из направлений повышения технологических характеристик дорожных коммунальных машин, наряду с повышением производительности и универсальности машин, внедрением в их работу дистанционных систем управления, является создание комфортных условий труда для обслуживающего персонала путем повышения безопасности и улучшения эргономических показателей.

Дорожные уборочно-подметальные машины (ДУПМ) на базе тракторов МТЗ-80 широко применяются в коммунальном хозяйстве городов как для патрульной скоростной (рис. 1) в составе транспортной колонны, так и для одиночной уборки дорог, площадей и тротуаров от мусора, грязи и свежевыпавшего снега. Машины этой модели имеют интенсивные источники вибрации, находящиеся в непосредственной близости от рабочего места оператора и оказывающие на него свое негативное воздействие, которое приводит к снижению производительности труда, а в ряде случаев – к развитию профессиональных заболеваний. В связи с вышесказанным решение вопросов снижения вибрации на рабочем месте оператора ДУПМ является актуальным [1].

Рис. 1. Патрульная уборка проезжей части дорожными уборочно-подметальными машинами на базе МТЗ-80

Цель проводимых испытаний: определить уровень вибрации на рабочем месте оператора ДУПМ на базе МТЗ-80.

Задачи, которые необходимо было решить для достижения поставленной цели:

1) определить параметры, которые будут взяты для изучения уровня вибрации на рабочем месте оператора ДУПМ;

2) определить уровень виброускорения на рабочем месте оператора ДУПМ (полу кабины и кресле) при различных режимах работы машины;

3) определить уровень виброускорения на корпусе ДВС ДУПМ, т. е. в источнике, при различных режимах работы машины.

Варьируемыми параметрами при проведении эксперимента были выбраны:

- режимы работы машины (рабочий режим, режим холостого хода с включенным и выключенным рабочим органом);
- число вращений коленчатого вала ДВС (малые, средние, высокие обороты);
- число вращений щеточного рабочего органа (на малых, средних, высоких оборотах вращения коленчатого вала ДВС).

Регистрируемым прибором параметром стали значения среднеквадратического корректированного виброускорения в октавных полосах частот (м/с^2).

Число оборотов вращения коленчатого вала ДВС регистрировалось тахометром, расположенным на панели приборов машины. Число оборотов вращения щеточного рабочего органа – цифровым тахометром. Числовые значения среднеквадратического корректированного виброускорения в выбранных точках регистрировались прибором «Экофизика».

В качестве примера на рис. 2, 3 отражены результаты одного из серии замеров уровня виброускорения на рабочем месте (полу кабины, кресле оператора) и в источнике (на корпусе ДВС) [2].

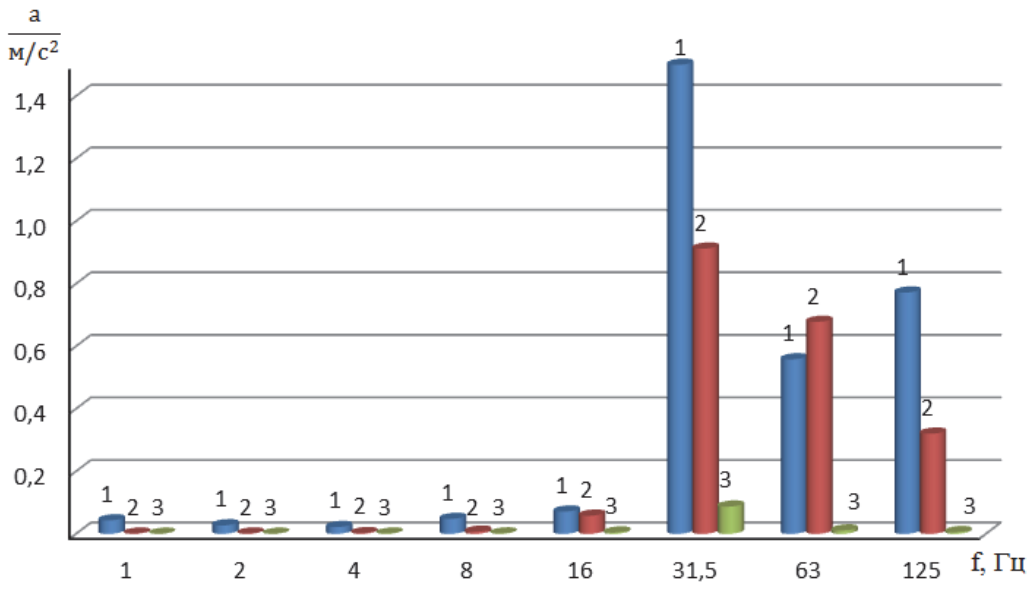


Рис. 2. Среднеквадратические значения корректированного виброускорения в октавных полосах частот на холостом ходу при 1100 оборотах работы двигателя: *1* – на корпусе ДВС; *2* – на полу кабины; *3* – на кресле оператора

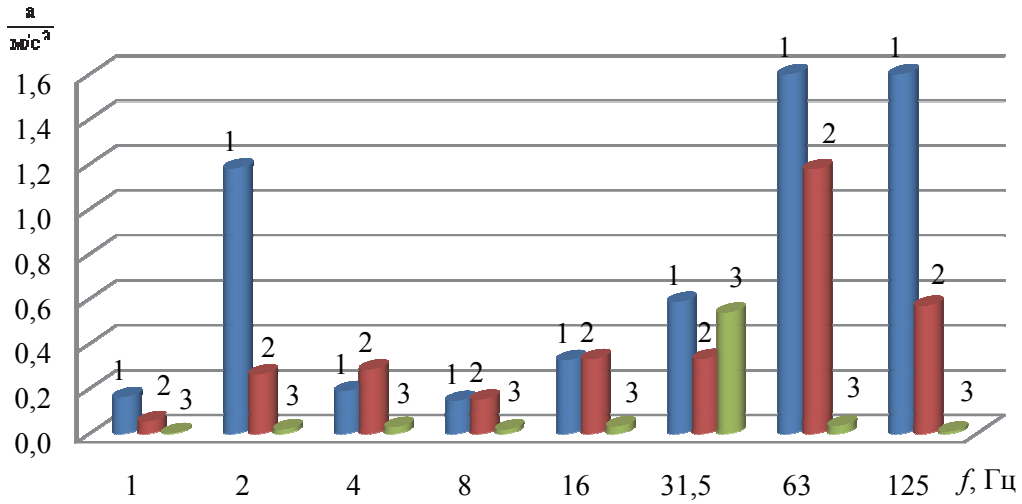


Рис. 3. Среднеквадратические значения корректированного виброускорения в октавных полосах частот при 1680 оборотах работы двигателя на скорости 10 км/ч: 1 – на корпусе ДВС; 2 – на полу кабины; 3 – на кресле оператора

Анализ полученных данных позволил сделать следующие выводы:

- уровень среднеквадратических значений корректированного виброускорения на рабочем месте оператора (полу кабины) в диапазоне частот от 4 до 16 Гц превышает уровень среднеквадратических значений корректированного виброускорения на корпусе ДВС, т. е. в источнике;
- уровень среднеквадратического значения корректированного виброускорения на рабочем месте (кресле оператора) на частоте 31,5 Гц практически равен уровню среднеквадратического значения корректированного виброускорения на корпусе ДВС, т. е. в источнике, и возрастает в 17 раз по отношению к уровню среднеквадратического значения корректированного виброускорения на рабочем месте (кресле оператора) на частоте 16 Гц;
- уровень среднеквадратических значений корректированного виброускорения на рабочем месте оператора (полу кабины) и корпусе ДВС резко возрастает в диапазоне частот от 31,5 до 125 Гц [3].

Результаты проведенных испытаний позволили сделать выводы о том, что рабочий режим, который считается основным режимом работы ДУПМ, является наиболее вибронагруженным, так как имеет наиболее высокие среднеквадратические значения корректированного виброускорения в октавных полосах частот. В этом режиме, в диапазоне частот от 4 до 16 Гц, отмечено, что уровень виброускорения на рабочем месте (полу кабины) оператора превышает уровень виброускорения на корпусе ДВС, т.е. в источнике. Также в диапазоне частот 31,5 и 63 Гц отмечено резкое возрастание уровня значений виброускорения на рабочем месте оператора (полу кабины) и на корпусе ДВС, т. е. в источнике [2].

Анализ полученных результатов позволил сделать вывод о неэффективности существующей системы виброзащиты для всех режимов работы ДУПМ и необходимости разработки виброзащитной системы, которая обеспечивала бы максимально низкий уровень вибрации на рабочем месте оператора ДУПМ в диапазоне частот 4–31,5 Гц.

Список литературы

1. Иванов Н.И. Борьба с шумом и вибрацией на путевых строительных машинах. М., 1987.

2. Корчагин П.А., Тетерина И.А. Результаты экспериментальных исследований вибрационного воздействия на оператора дорожной уборочно-подметальной машины // Вестник СибАДИ. 2015. № 2. С. 52–57.

3. Тетерина И.А. Результаты экспериментальных исследований системы виброзащиты дорожной уборочно-подметальной машины на базе трактора МТЗ-80 // Омский научный вестник. 2015. № 2. С. 109–113.

УДК 662.761:631.862(571.56)

С.В. Петров, Л.С. Андреева

Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова

Экспериментальные исследования по совершенствованию водородного топливного элемента для использования в двигателях внутреннего сгорания в условиях РС (Я)

Интерес ученых в области двигателестроения всегда привлекали своеобразные физико-химические свойства водорода, главным достоинством которых для ДВС является экологическая чистота рабочего процесса. Известный научно-технический опыт использования водорода в качестве топлива для ДВС показывает, что водород совместим с существующей базовой конструкцией поршневого ДВС [1]. Актуальность проблемы заключается в том, что на территории Якутии имеются труднодоступные населенные пункты, во время распутицы остро стоит вопрос нехватки продовольствий и ГСМ. Во время навигации в отдаленных северных улусах перевозка грузов осуществляется на паромах. За последние пять лет на реке Лена фиксируется мелководье воды, из-за падения уровня воды паромы не могут доплыть до пункта назначения. В основном перевозка грузов осуществляется сухопутным транспортом, из-за бездорожья грузовые автомобили застревают, это дает дополнительные расходы на топливо, что в дальнейшем повышает себестоимость перевозок. На Севере наблюдаются высокие цены на продовольствие и ГСМ.

© Петров С.В., Андреева Л.С., 2016

Преимущества использования водорода в ДВС в качестве горючего газа дает экономию топлива, водород совместим с любой базовой конструкцией ДВС, это экологически чистое топливо, что не делает вреда природе. Все это способствовало бы снижению цен на продовольствие и ГСМ северных населенных пунктов.

Целью данного исследования является обеспечение работоспособности ДВС, работающих на бензине, при переводе на водородное топливо путем изменения регулировочных параметров ДВС.

Изменение угла подачи топлива могло бы существенно снизить выбросы отработавших газов, таких как CO, NO, CH, R_XCHO, сажа, SO_2 и H_2S, а также снизить потребность в топливе [3].

Качественное влияние на рабочий процесс ДВС водорода определяется, прежде всего, его свойствами. Он обладает более высокой диффузионной способностью, большей скоростью сгорания, широкими пределами воспламенения. Водород имеет более высокую теплоту сгорания – 120 МДж/кг, в то время как бензин – всего 42 МДж/кг.

Нами был изготовлен водородный топливный элемент из водяного фильтра, состоящего из четырех электродов из нержавеющей стали, расположенных друг против друга, штуцеров шлангов и проводов. На рис. 1 показан топливный элемент.

Рис. 1. Топливный элемент

Электроды должны иметь зазоры между электродами 2–4 мм. Существует высокая вероятность взрыва из-за избытка воздуха или короткого замыкания. В процессе электролиза электроды не должны соприкасаться, чтобы не было самовоспламенения, во избежание взрыва параллельно должна располагаться емкость, наполовину заполненная водой, эта емкость служит для гашения пламени.

В качестве объекта для исследований в наших экспериментах планируется задействовать двигатель ЗИЛ-431610, который планируется переоборудовать на водород, тип двигателя бензиновый, 8-цилиндровый V-образный двигатель, марка бензина АИ-92 [3]. Водород совместим с любой маркой

бензина, нужно использовать синтез водорода и бензина, что создаст газовую смесь в камере сгорания.

Чтобы приспособить существующие конструкции поршневых ДВС, бензиновых и дизельных, к работе на водороде как на основном топливе, необходимы определенные изменения, в первую очередь – в конструкции топливоподающей системы [1]. При изменении регулировочных параметров подачи топлива на камеру сгорания увеличивается мощность двигателя; это свидетельствует о широком распространении пламени на стенку камеры сгорания, уменьшается количество отработавших газов, таких как CO_x – окись углерода.

В эксперименте для контроля корректировки подачи газа решено использовать газовый электронный блок управления (ЭБУ), который регулирует подачу через газовые форсунки пропорционально увеличению r_{O2}, а также корректировку угла опережения зажигания (УОЗ) в соответствии с данными изменениями. На рис. 2 показана структурная схема газового блока управления [2].

Расчет количества подаваемого топлива при этом предложено выполнять с помощью зависимости

$$m_{\text{ц}} = \frac{m_{\text{ц0}}}{1 - r_{\text{O}_2}},$$

где $m_{\text{ц}}$ – цикловая подача топлива с учетом содержания O_2 в нем, г; $m_{\text{ц0}}$ – потребная цикловая подача чистого водорода, г.

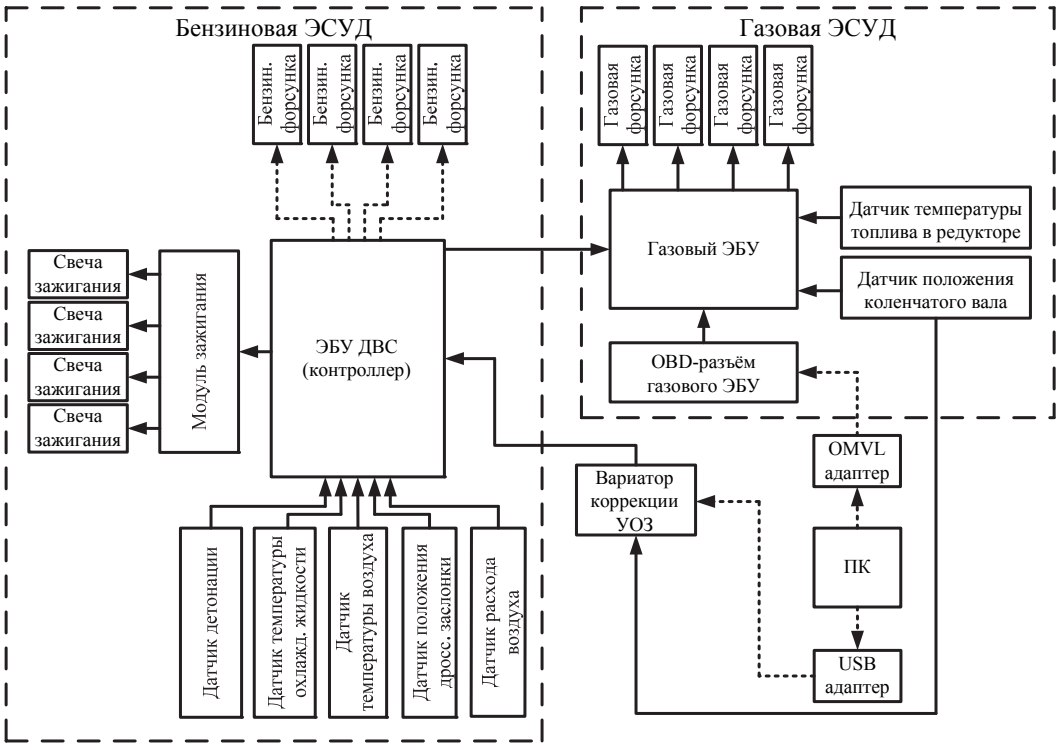


Рис. 2. Структурная схема газового блока управления (ЭБУ)

Зависимость предлагается использовать для корректировки топливной карты в газовом ЭБУ, программируя его с персонального компьютера (ПК) через OBD-разъем при каждой заправке водородом на определенное значение r_{O2}. Содержание O_2 в водороде на заправке можно определить с помощью газоанализатора-хроматографа типа АМТ-03, определяющего объемную долю CH_4 в водороде. В данный вариатор при каждой заправке водородом с персонального компьютера (ПК) загружается характеристическая карта УОЗ, которая обеспечивает оптимальные показатели мощности, экономичности и токсичности при данном значении r_{O2} [2].

В ходе исследований разработан самодельный топливный элемент, выбран газовый электронный блок управления, в дальнейшем планируется внести изменения в конструкции топливоподающей системы грузового автомобиля ЗИЛ-431610.

Список литературы

1. Петров С.В. Возможности использования водорода в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания // Материалы 53-й Международной научной студенческой конференции МНСК-2015: Транспорт. Новосибирск, 2015.

2. Петров Н.В. Обеспечение работоспособности бензиновых двигателей внутреннего сгорания сельскохозяйственной техники при переводе на биогаз корректированием регулировочных параметров двигателя: дисс. … канд. техн. наук. Улан-Удэ, 2013.

3. Петров С.В. Технология изготовления водородного топливного элемента // Научное сообщество студентов XXI столетия. Технические науки. № 10 (36). Новосибирск, 2015.

УДК 674.8:662.7

В.Д. Спиридонов, А.В. Милюкова

Брянский государственный инженерно-технологический университет

Автомобильная газогенераторная установка на древесных топливных гранулах-пеллетах

Автомобильный транспорт – неотъемлемая составная часть единой транспортной системы любой страны.

На сегодняшний день двигатели внутреннего сгорания (ДВС) переживают не лучший период своей жизни. Всему виной постоянный рост цен на нефть, глобальное потепление. Но, несмотря на все свои минусы, мы не перестанем их использовать еще на протяжении многих десятилетий.

© Спиридонов В.Д., Милюкова А.В., 2016

Одним из направлений совершенствования может стать широкое внедрение альтернативных видов топлива: природного газа, водорода, электроэнергии, растительных масел и др.

Леса Российской Федерации занимают около 70 % территории ее суши и являются важным стабилизирующим природным комплексом страны. Они – единственный возобновляемый природный ресурс, который удовлетворяет множественные потребности индустрии, общества.

Российская Федерация является лидером по площади лесов – 809 млн га или 20,1 % площади лесов в мире, что представлено на рис. 1.

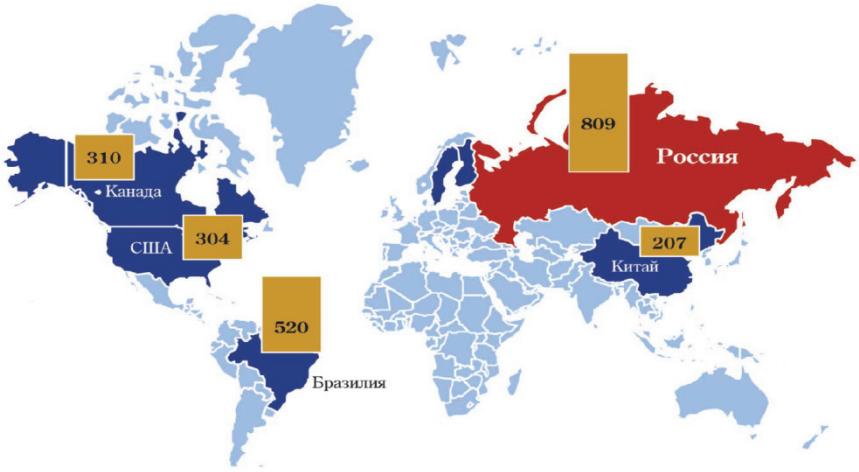


Рис. 1. Основные запасы леса в странах мира, млн га

Лесные ресурсы имеют многоцелевое назначение. С одной стороны, это ценное промышленное сырье, с другой – топливо.

Лесная промышленность России – совокупность отраслей российской промышленности, связанных с заготовкой и переработкой древесины. Условно все отрасли лесного комплекса можно разделить на четыре группы:

- лесозаготовительная промышленность;
- деревообрабатывающая промышленность;
- целлюлозно-бумажная промышленность;
- лесохимическая промышленность.

На рис. 2 представлено процентное распределение отраслей лесной промышленности.

В результате переработки сырья на производстве образуется большое количество отходов. Объем отходов не только соизмерим с его объемом получающейся продукции, но зачастую и превосходит его.

Ежегодное количество отходов и неделовой древесины по стране составляет около 300 млн м^3. Проблема утилизации отходов в лесных регионах России, где находится наибольшее количество предприятий по лесопереработке, сегодня остается одной из самых актуальных.

Рис. 2. Процентное распределение отраслей лесной промышленности

Рис. 3. Свалки отходов деревоперерабатывающей промышленности

Основная часть отходов вывозится на свалки и специальные полигоны, где хранится годами. Свалки отходов деревоперерабатывающей промышленности представлены на рис. 3 [5].

Отходы – это не только неизбежный вещественный атрибут жизнедеятельности и производственной деятельности человека, но и важный показатель уровня экономического развития и экологической культуры государства. Они оказывают негативное влияние по следующим направлениям:

- загрязнение атмосферы (разрушение озонового слоя);
- загрязнение водоемов и грунтовых вод;
- загрязнение поверхности почвы;
- ухудшение здоровья людей (затруднение дыхания).

Сейчас в большинстве стран мира решается задача поиска заменителей топлива нефтяного происхождения, запасы которого резко сокращаются, а потребности в топливе растут. Применение альтернативных видов топлива может значительно помочь решению этой задачи, а также в решении проблемы загрязнения автомобилями окружающей среды. Выделяют сле-

дующие основные виды альтернативного топлива: газогенераторный газ, водород, электричество, природный газ, биодизель.

Древесное топливо – традиционный источник энергии. Переход на ископаемые источники энергии произошел во времена промышленной революции XIX в. Одна тонна жидкого топлива по энергосодержанию соответствует 5–6 плотным кубометрам древесины. Основными видами древесного топлива являются: дрова, древесный уголь, древесные топливные гранулы – пеллеты, древесные брикеты [7].

Из вышеперечисленных твердых видов древесного топлива для автомобильного газогенератора, представленного на рис. 4, пеллеты являются самым перспективным источником энергии. В двух килограммах пеллет энергии как в одном литре жидкого топлива. К тому же они меньше загрязняют окружающую среду, не угрожают парниковым эффектом.

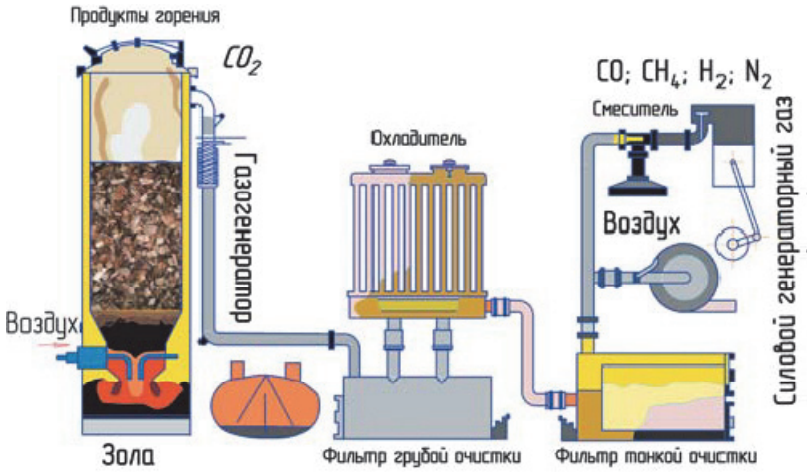


Рис. 4. Газогенераторная установка

Достоинства древесных топливных гранул как топлива:

- при сгорании пеллет вредные выбросы в атмосферу минимальны, т.е. данный вид топлива является экологически чистым;
- древесные гранулы являются возобновляемым топливом;
- древесные гранулы обладают высокой энергоконцентрацией при незначительном занимаемом объеме;
- пепел от сжигания пеллет может использоваться как удобрение;
- так как гранулы обладают высокой насыпной массой, требуется не много места для складирования. К этому также следует добавить снижение рисков пожара, взрывов, утечки при транспортировке [1].

Газогенераторные установки не имеют автоматического устройства для подачи древесного топлива (пеллет). Для устранения этого недостатка, снижающего эффективность использования газогенераторов для применения на автомобиле, для возможности установки газогенератора на транспортное средство (например, грузовой автомобиль) и обеспечение возмож-

ности регулирования скорости транспортного средства путем установки загрузочного устройства с изменяемым объемом подачи топлива (пеллет) предлагается установка устройства для подачи топливных гранул в виде шнека. Газогенератор, оснащенный устройством подачи пеллет (шнек), представлен на рис. 5 [8].

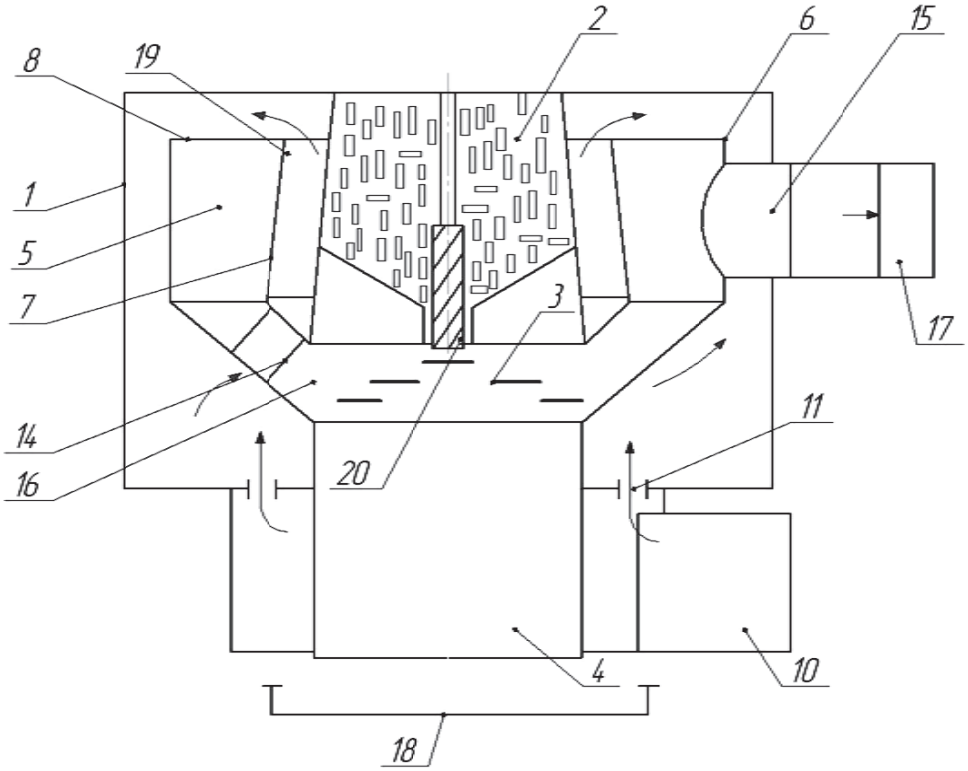


Рис. 5. Газогенератор: *1* – корпус; *2* – загрузочный отсек; *3* – колосниковая решетка; *4* – воздухозаборник; *5* – камера газификации; *6* – воздуховод; *7* – наружная стенка; *8* – внутренняя стенка; *10* – раструб; *11* – разрыв; *12* – проем; *13* – отверстие; *14* – трубчатый проход; *15* – газоход; *16* – топка; *17* – вытяжной вентилятор; *18* – золоприемник; *19* – кольцевой зазор; *20* – шнек

При использовании газогенератора на транспортном средстве для управления объемом подачи топлива и, следовательно, скорости движения устанавливается электронная педаль газа, определяющая перемещение педали и передающая управляемый сигнал на привод шнека с целью увеличения скорости его вращения и подачи пеллет в топку.

Список литературы

1. Спиридонов В.Д., Милюкова А.В., Сиваков В.В. Использование древесных отходов для получения автомобильного топлива // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. Воронеж, 2015. № 9 (20–2). С. 82–86.

2. Спиридонов В.Д. Обоснование выбора экологичного двигателя для автомобиля // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. Воронеж, 2015. № 4 (15–1). С. 118–122.

3. Спиридонов В.Д. Перспективы применения машин с гибридным приводом в России // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. Воронеж, 2015. № 9 (20–3). С. 153–157.

4. Сиваков В.В., Лупорева И.А. Повышение рационального использования древесины в России // Охрана и рациональное использование лесных ресурсов. Ч. 1. Благовещенск, 2013. С. 295–301.

5. Виды древесных отходов и их использование. URL: http://ru-bio.ukrbio.com/ru/articles/2341/

6. Получение биотоплива из отходов производства. URL: http://www.rae.ru/forum2012/205/2782

7. Головков С.И., Коперин И.Ф., Найденов В.И. Энергетическое использование древесных отходов. М., 1987.

8. Схема газогенератора. URL: http:// www.autotruck-press.ru

УДК 629.03.004.14

С.С. Синицын, С.С. Малашенков

Брянский государственный инженерно-технологический университет

Математическое моделирование процесса колееобразования пневматическим колесом

В качестве основной предпосылки для энергетического анализа процесса качения пневматического колеса по деформируемому основанию проведем уточнение вида функциональных зависимостей для определения деформации $h_г$ опорной поверхности и особенно в связи с давлением воздуха в шинах. Необходимость таких исследований обусловлена тем, что использование известных методологических подходов к решению этой задачи расчетных зависимостей не обеспечивает в полной мере параметрическую оптимизацию тягово-сцепных свойств колесных транспортно-технологических машин.

Используя разработанную ранее [1] математическую модель шины, составляем расчетную схему взаимодействия пневматического колеса с деформируемой опорной поверхностью (рис. 1).

В этой расчетной схеме приняты следующие допущения:

а) силовое взаимодействие эластичного колеса с деформируемой опорной поверхностью происходит в плоской (S) и криволинейной (ω)

© Синицын С.С., Малашенков С.С., 2016

зонах контакта. Причем плоская зона представляет собой сечение эллипсоида горизонтальной плоскостью $z = R - h_{ш}$, а криволинейная – часть поверхности эллипсоида, заключенной между горизонтальными плоскостями $z = R - h_{ш}$ и $z = R - h_{ш} - h_{г}$;

б) деформируемость шины отображается следующей зависимостью:

$$h_{ш} = K \frac{G_S^{0,5}}{P_а + P_w}, \quad (1)$$

где G_s – составляющая вертикальной нагрузки $G_к$ на колеса, воспринимаемая плоской зоной контакта; K – константа шины; $P_а$ – атмосферное давление; P_w – давление в шине;

в) деформируемость $h_г$ опорной поверхности отображается модифицированной степенной зависимостью, представленной в следующем виде:

$$q = c\left(\frac{h_г}{h_0}\right)^{\mu}, \quad (2)$$

где h_0 – базовая деформация грунта, численно равная 0,01 м; c и μ – параметры грунта;

г) релаксация (упругое восстановление) грунта в зоне выхода элементов шины из контакта отсутствует.

Применительно к системе «колесо – опорная поверхность» представляется целесообразным рассмотреть случай взаимодействия жесткого колеса с деформируемой опорной поверхностью.

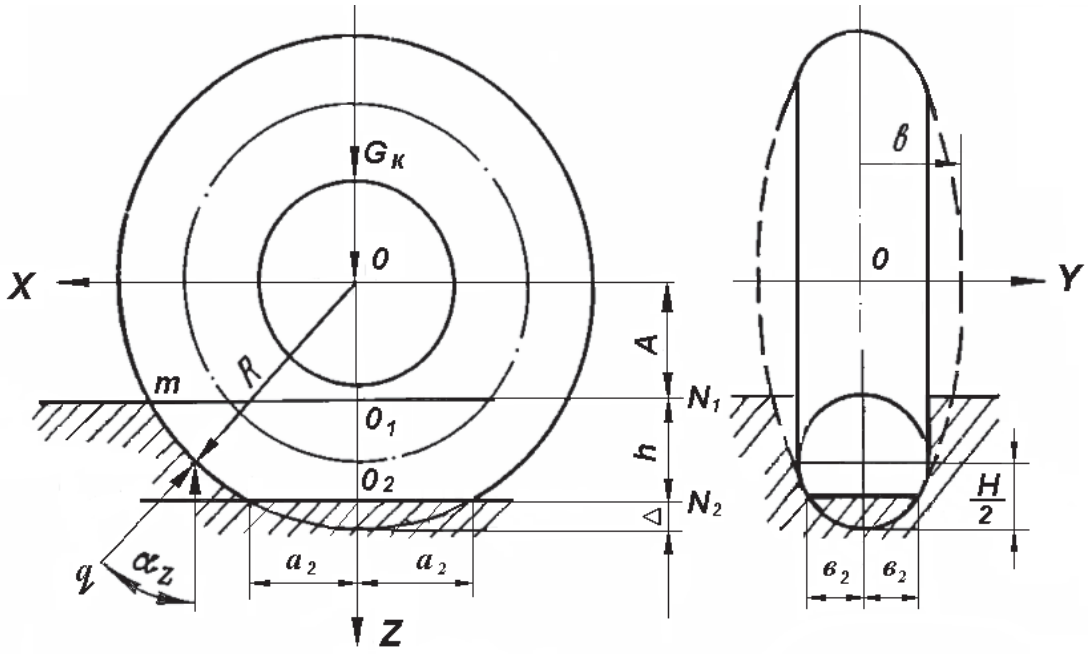


Рис. 1. Расчетная схема

Условие равновесия вертикальных сил, действующих на жесткое колесо (рис. 1), можно представить следующим образом:

$$G_{\text{к}} = \int_{\omega} q \cos \dot{\alpha}_z \, d\,\omega, \tag{3}$$

где ω – площадь криволинейной поверхности контакта колеса с грунтом; α_z – угол, образованный вектором силы q *с* осью Z.

Представим значение q в следующем виде:

$$q = c\left(\frac{z - A}{h_0}\right)^{\mu},$$

где $A = R - h_{\text{ж}}$; R – свободный радиус колеса; $h_{\text{ж}}$ – глубина колеи, образованной при качении жесткого колеса. Поскольку между элементарной площадкой $d\omega$ на профиле шины и ее проекцией dS_1 на горизонтальную площадку $z = R - h_{\text{ж}}$ существует следующая зависимость:

$$d\,\omega = \frac{d\,x\,d\,y}{\cos \alpha\, z},$$

то уравнение (3) принимает вид

$$G_{\text{к}} = \iint_{S_1}\left(\frac{z - A}{h_0}\right)^{\mu} dx\,dy. \tag{4}$$

Разложив $(z - A)^{\mu}$ в биноминальный ряд, получаем

$$G_{\text{к}} = \frac{c}{h_0^{\mu}}\left[\iint_{S_1} z^{\mu} d\,x d\,y - \iint_{S_1} z^{\mu-1} A\mu\, d\,x\,d\,y + \right.$$

$$\left. + \iint_{S_1} z^{\mu-2} A^2 \frac{\mu(\mu-1)}{2} d\,x\,d\,y - \iint_{S_1} z^{\mu-3} A^3 \frac{\mu(\mu-1)(\mu-2)}{6} d\,x\,d\,y + \ldots\right] \tag{5}$$

Областью интегрирования S_1 служит полуэллипс, представляющий собой проекцию криволинейной поверхности контакта на эллипс

$$\frac{x^2}{R^2} + \frac{y^2}{в^2} = 1,$$

образованный сечением эллипсоида плоскостью XOY ($z = 0$).

С учетом характеристического уравнения эллипсоида первый интеграл зависимости (5) можно представить в следующем виде:

$$\iint\limits_{S_1} z^{\mu}\,dx\,dy = R^{\mu}\iint\limits_{S_1}\left(\sqrt{1-\frac{x^2}{R^2}-\frac{y^2}{в^2}}\right)^{\mu} dx\,dy. \qquad (6)$$

Непосредственное вычисление двойного интеграла (6) затруднительно, поэтому проведем замену переменных, позволяющую свести его к более простому виду.

Положим $x = Ru$, $y = вv$. Эти зависимости определяют взаимно однозначное (конформное) отображение единичного круга к плоскости OUV на эллипс

$$\frac{x^2}{R^2}+\frac{y^2}{в^2}=1.$$

Поскольку функциональный определитель (Якобиан) преобразования принимает следующий вид:

$$\frac{D(x,y)}{D(u,v)}=\frac{\partial x}{\partial u}\cdot\frac{\partial y}{\partial v}-\frac{\partial x}{\partial v}\cdot\frac{\partial y}{\partial u}= Rв-0=Rв\neq 0,$$

то

$$\iint\limits_{S_1}\left(\sqrt{1-\frac{x^2}{R^2}-\frac{y^2}{в^2}}\right)^{\mu} dx\,dy = \quad Rв\iint\limits_{S_1}\left(\sqrt{1-u^2-v^2}\right)^{\mu} du\,dv$$

или

$$\iint\limits_{S_1} z^{\mu}\,dx\,dy = R^{\mu+1}в\iint\limits_{S_1}\left(\sqrt{1-u^2-v^2}\right)^{\mu} du\,dv. \qquad (7)$$

Введя полярные координаты $u = r\cos\varphi$ и $v = r\sin\varphi$ и определив Якобиан

$$\frac{D(u,v)}{D(r,\varphi)}=\frac{\partial u}{\partial r}\cdot\frac{\partial v}{\partial\varphi}-\frac{\partial u}{\partial\varphi}\cdot\frac{\partial v}{\partial r}= r\cdot\cos^2\varphi+r\sin^2\varphi=r\neq 0$$

получим

$$\iint\limits_{S_1}\left(\sqrt{1-u^2-v^2}\right)^{\mu} du\,dv=\int\limits_{\varphi_1}^{\varphi_2} d\varphi\int\limits_{r_1}^{r_2}\left(\sqrt{1-r^2}\right)^{\mu} r\,dr, \qquad (8)$$

где $\varphi = \frac{\pi}{2}$, $\varphi_2 = \frac{3}{2}\pi$, $r_1 = 0$, а значение r_2 определяется следующим соотношением (рис. 1):

$$r_2 = \frac{o_2 c}{R} = \frac{\sqrt{R^2 - A^2}}{R} = \sqrt{1 - \frac{A^2}{R^2}}\,.$$

Подставим в (19) $1 - r^2 = t^2$, то есть $t = \sqrt{1 - r^2}$. Поскольку $rdr = -tdt$, а пределы интегрирования принимают следующие значения:

$$t_1 = \sqrt{1 - 0} = 1\,; \qquad t_2 = \sqrt{1 - 1 + \frac{A^2}{R^2}} = \frac{A}{R}\,,$$

то

$$\int\limits_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{3}{2}\pi} d\varphi \int\limits_{r_1}^{r_2} \left(\sqrt{1 - r^2}\right)^{\mu} r dr = -\int\limits_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{3}{2}\pi} d\varphi \int\limits_{1}^{\frac{A}{R}} t^{\mu+1} dt\,.$$

Проинтегрировав по t, получим

$$\int\limits_{1}^{\frac{A}{R}} t^{\mu+1} dt = \frac{t^{\mu+2}}{\mu + 2}\Bigg|_{1}^{\frac{A}{R}} = \frac{\left(\frac{A}{R}\right)^{\mu+2} - 1}{\mu + 2}\,.$$

Поскольку $A = R - h_{ж}$, то

$$\left(\frac{A}{R}\right)^{\mu+2} = \left(\frac{R - h_{ж}}{R}\right)^{\mu+2} = \left(1 - \frac{h_{ж}}{R}\right)^{\mu+2}\,.$$

Разложив полученное выражение в биноминальный ряд и ограничиваясь двумя его первыми членами, получаем:

$$\left(1 - \frac{h_{ж}}{R}\right)^{\mu+2} = 1 - (\mu + 2)\frac{h_{ж}}{R}\,,$$

а значит

$$\int\limits_{1}^{\frac{A}{R}} t^{\mu+1} dt = \frac{1 - (\mu+2)\frac{h_{ж}}{R} - 1}{\mu + 2} = -\frac{h_{ж}}{R}\,.$$

Следовательно,

$$-\int\limits_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{3}{2}\pi} d\varphi \int\limits_{1}^{\frac{A}{R}} t^{\mu+1} dt = \frac{\pi h_{ж}}{R}\,. \qquad (9)$$

С учетом (7) и (9) для первого интеграла зависимости (5) окончательно получаем

$$\frac{c}{h_0^{\mu}}\iint_{S_1} z^{\mu}\,dx\,dy = \pi в c R^{\mu} h_{ж}. \qquad (10)$$

Аналогичным образом проводим почленное вычисление последующих интегралов зависимости (5)

$$-\frac{c}{h_0^{\mu}}\iint_{S_1} z^{\mu-1} A\mu\,dx\,dy = \frac{\mu A}{R}\pi в c R^{\mu} h_{ж};$$

$$\frac{c}{h_0^{\mu}}\iint_{S_1} z^{\mu-2} A^2 \frac{\mu(\mu-1)}{2}\,dx\,dy = \frac{\mu(\mu-1)A^2}{2R^2}\pi в c R^{\mu} h_{ж};$$

$$-\frac{c}{h_0^{\mu}}\iint_{S_1} z^{\mu-3} A^3 \frac{\mu(\mu-1)(\mu-2)}{6}\,dx\,dy = \frac{\mu(\mu-1)(\mu-2)A^3}{6R^2}\pi в c R^{\mu} h_{ж}.$$

Подставив полученные выражения в зависимость (5) и проведя некоторые структурные преобразования, приходим к следующей формуле:

$$G_к = \pi в c R^{\mu}\frac{h_{ж}}{h_0^{\mu}}\left[\begin{array}{l} 1-\dfrac{\mu A}{R}+\dfrac{\mu(\mu-1)A^2}{2R^2}+ \\ +\dfrac{\mu(\mu-1)(\mu-2)A^3}{6R^3}+\ldots \end{array}\right]. \qquad (11)$$

Выражение в квадратных скобках представляет собой разложение в биноминальный ряд функции $\left(1-\frac{A}{R}\right)^{\mu}$, следовательно

$$G_к = \pi в c R^{\mu}\frac{h_{ж}}{h_0^{\mu}}\left(1-\frac{A}{R}\right)^{\mu}.$$

Так как $A = R - h_{ж}$, то

$$G_к = \pi в c \frac{h_{ж}^{\mu+1}}{h_0^{\mu}}, \qquad (12)$$

откуда

$$h_{ж} = \left(\frac{G_к h_0^{\mu}}{\pi d c}\right)^{\frac{1}{\mu+1}}.$$

Умножив числитель и знаменатель на h_0 и проведя структурные преобразования, получим

$$h_{\text{ж}} = h_0 \left(\frac{G_K}{\pi d c h_0} \right)^{\frac{1}{\mu+1}} . \qquad (13)$$

Список литературы

1. Синицын С.С. Математическая модель колеса с эластичной шиной // Эксплуатация лесовозного состава. Свердловск, 1985.

УДК 629.03.004.14

С.С. Синицын, А.Ю. Солодкая

Брянский государственный инженерно-технологический университет

Сопротивление грунта качению пневматического колеса в «свободном» режиме

Для аналитического определения вида функциональной зависимости, отражающей затраты энергии на качение пневматического колеса в «свободном» режиме, используем расчетную схему, представленную на рис. 1, где приняты следующие обозначения: $M_{\text{к}}$ – момент, подведенный к колесу от силовой передачи; M_f – момент сопротивления качению колеса; S – траектория перемещения элементарной частицы грунта из (·) 1 в (·) 2 при качении колеса (часть циклоиды); $h_{\text{г}}$ – глубина колеи; $h_{\text{ш}}$ – деформация шины; $A = R – h_{\text{ш}} – h_{\text{г}}$.

Сопротивление грунта качению колеса может быть определено, если известна работа, затрачиваемая на образование колеи. В свою очередь, эта работа пропорциональна перемещению точки поверхности колеса в грунте из положения 1 в положение 2 по циклоиде S, которое может быть заменено нормальным перемещением по оси z колеса.

С учетом того, что $h_{\text{г}} = z – A$, работа колееобразования за один оборот эластичного колеса описывается следующей зависимостью:

$$A_{\text{об}} = 2 \left[\int_0^{в\sqrt{1-\frac{A^2}{R^2}}} dy \int_0^{2\pi R} dl \int_A^{R\sqrt{1-\frac{y^2}{в^2}}} c \left(\frac{z-A}{h_0} \right)^{\mu} dz - \right.$$

© Синицын С.С., Солодкая А.Ю., 2016

$$- \int_0^{в\sqrt{1-\frac{(R-h_ш)^2}{R^2}}} dy \int_0^{2\pi R} dl \int_{R-h_ш}^{R\sqrt{1-\frac{y^2}{в^2}}} c\left(\frac{z-A}{h_0}\right)^{\mu} dz \Bigg] \qquad (1)$$

После интегрирования первого тройного интеграла по *dz* и *dl* получаем:

$$\frac{2\pi R^{\mu+2} c}{h_0^{\mu}(\mu+1)}\left(1-\frac{A}{R}\right)^{\mu+1} \int_0^{в\sqrt{1-\frac{A^2}{R^2}}} \left(\sqrt{1-\frac{y^2}{в^2}}\right)^{\mu+1} dy\,. \qquad (2)$$

После замены переменных $y = uв$, $u^2 = t$ выражение принимает следующий вид:

$$\frac{2\pi в c R^{\mu+2}}{h_0^{\mu}(\mu+1)}\left(1-\frac{A}{R}\right)^{\mu+1} \int_0^{в-\frac{A^2}{R^2}} (1-t)^{\frac{\mu+1}{2}}\, t^{-\frac{1}{2}}\, dt\,. \qquad (3)$$

Полученный интеграл есть частный случай интегрального представления неполной бета-функции [1]:

$$B_{x(p,q)} = \int_0^x t^{p-1}(1-t)^{q-1}\, dt\,,$$

где $p = \frac{1}{2}$, $q = \frac{\mu+3}{2}$, $x = 1-\frac{A^2}{R^2}$.

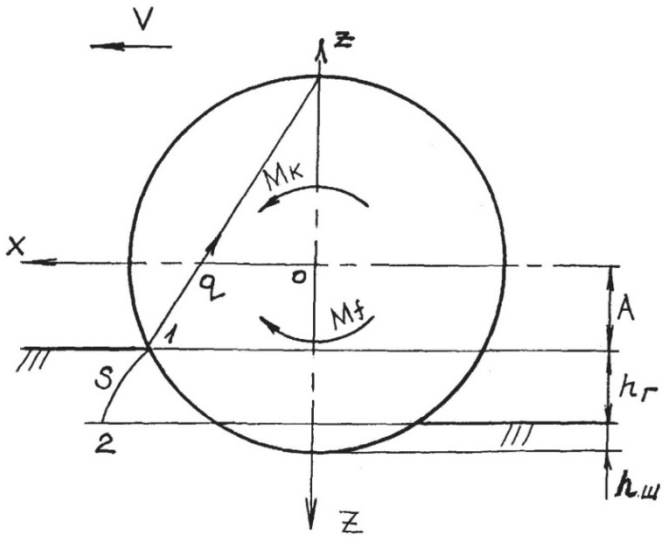


Рис. 1. Расчетная схема взаимодействия колеса с опорной поверхностью

Выражая бета-функцию через гипергеометрическую функцию вида $F(a, в; c; x)$, приходим к следующему выражению

$$B_{x(p,q)} = \frac{x^p}{p} F\left(p,(1-q);(p+1);x\right).$$

Поскольку для полученной гипергеометрической функции справедливы следующие соотношения:

$$c - a - в = (p+1) - p - \left(1 - \frac{\mu+3}{2}\right) = \frac{\mu+3}{2} > 0;$$

$$c - a = (p+1) - p = 1 > 0;$$

$$c - в = (p+1) - \left(1 - \frac{\mu+3}{2}\right) = p + \frac{\mu+3}{2} > 0,$$

то она может быть выражена в общем виде через гамма-функцию:

$$F_{(a,в;c;x)} = \frac{\Gamma_{(c)}\Gamma_{(c-a-в)}}{\Gamma_{(c-a)}\Gamma_{(c-в)}} = \frac{\Gamma_{(p+1)}\Gamma_{\left(\frac{\mu+3}{2}\right)}}{\Gamma_{(1)}\Gamma_{\left(p-\frac{\mu+3}{2}\right)}},$$

с учетом того, что $\Gamma_{(p+1)} = p\,\Gamma_{(p)}$, $\Gamma_{(1)} = 1$, а $\Gamma_{(0,5)} = \sqrt{\pi}$, получаем

$$F_{(a,в;c;x)} = \frac{1}{2}\sqrt{\pi}\,\frac{\Gamma_{\left(\frac{\mu+3}{2}\right)}}{\Gamma_{\left(p-\frac{\mu+4}{2}\right)}}.$$

Поскольку $x = 1 - \frac{A^2}{R^2}$, а $p = \frac{1}{2}$, то тогда

$$Bx_{(p,q)} = 2\sqrt{1-\frac{A^2}{R^2}} \times \frac{1}{2}\sqrt{\pi}\,\frac{\Gamma_{\left(\frac{\mu+3}{4}\right)}}{\Gamma_{\left(\frac{\mu+4}{2}\right)}} = \sqrt{\pi}\sqrt{1-\frac{A^2}{R^2}} \times \frac{\Gamma_{\left(\frac{\mu+3}{4}\right)}}{\Gamma_{\left(\frac{\mu+4}{2}\right)}}.$$

Окончательно для первого тройного интеграла имеем следующее выражение:

$$\frac{2\pi в c R^{\mu+2}}{h_0^{\mu}(\mu+1)}\left(1-\frac{A}{R}\right)^{\mu+1}\sqrt{\pi}\sqrt{1-\frac{A^2}{R^2}} \times \frac{\Gamma_{\left(\frac{\mu+3}{2}\right)}}{\Gamma_{\left(\frac{\mu+4}{2}\right)}}$$

или после преобразований:

$$\frac{2\pi\sqrt{\pi}вcR^{\mu+1}h_{г}^{\mu+1}}{h_0^{\mu}(\mu+1)}\cdot\frac{\Gamma_{\left(\frac{\mu+3}{4}\right)}}{\Gamma_{\left(\frac{\mu+4}{2}\right)}}\cdot\sqrt{1-\frac{A^2}{R^2}}\,. \qquad (4)$$

Проведя аналогичные выкладки для второго тройного интеграла, получим:

$$\frac{4\pi\sqrt{\pi}вcR^{\mu+1}h_{г}^{\mu+1}}{h_0^{\mu}(\mu+1)}\cdot\frac{\Gamma_{\left(\frac{\mu+3}{2}\right)}}{\Gamma_{\left(\frac{\mu+4}{2}\right)}}\cdot\sqrt{1-\frac{A^2}{R^2}}-\sqrt{1-\frac{(R-h_{ш})^2}{R^2}}\,. \qquad (5)$$

С учетом того, что $A = R - h_{г} - h_{ш}$, разлагаем выражение в скобках в биноминальный ряд и, ограничившись линейным приближением этого ряда, окончательно получаем

$$A_{об}=\frac{4\pi\sqrt{\pi}вch_{г}^{\mu+2}}{h_0^{\mu}(\mu+1)}\cdot\frac{\Gamma_{\left(\frac{\mu+3}{2}\right)}}{\Gamma_{\left(\frac{\mu+4}{2}\right)}}. \qquad (6)$$

Таким образом, полученная зависимость вполне может быть использована для практических целей, поскольку включает в себя легко определяемые по таблицам значения гамма-функций и общепринятые параметры грунта и шин

Список литературы

1. Справочник по специальным функциям. М., 1979.

УДК 621.878.25

А.А. Корнеев, В.П. Павлов
Сибирский федеральный университет

Особенности мехатронных систем транспортно-технологических машин

Мехатронные системы стали неотъемлемой частью современной транспортно-технологической машины. Наличие этих систем позволяет решить следующие задачи: повысить производительность техники, улучшить безопасность и качество контроля выполняемых процессов,

© Корнеев А.А., Павлов В.П., 2016

создать новый уровень взаимодействия в системе «человек – машина – среда» и т. д.

Типовая архитектура мехатронной системы включает механическое устройство (машину) с рабочим органом, блок приводов, устройство компьютерного управления (рис. 1) [1].

Модульный принцип конструирования мехатронных модулей реализован на сложных технологических машинах с электрическим и/или гидравлическим приводом (рис. 2). Если традиционно на карьерных экскаваторах использовались электродвигатели постоянного тока, то современные разработки ориентированы на применение асинхронных электродвигателей с частотным регулированием скорости (рис. 2, *б*).

Анализ основных функциональных и конструктивных характеристик землеройных машин показал, что в рамках классической архитектуры мехатронной системы все вариации структуры связаны с особенностями элементной базы. Это характерно как для отечественных, так и для зарубежных фирм.

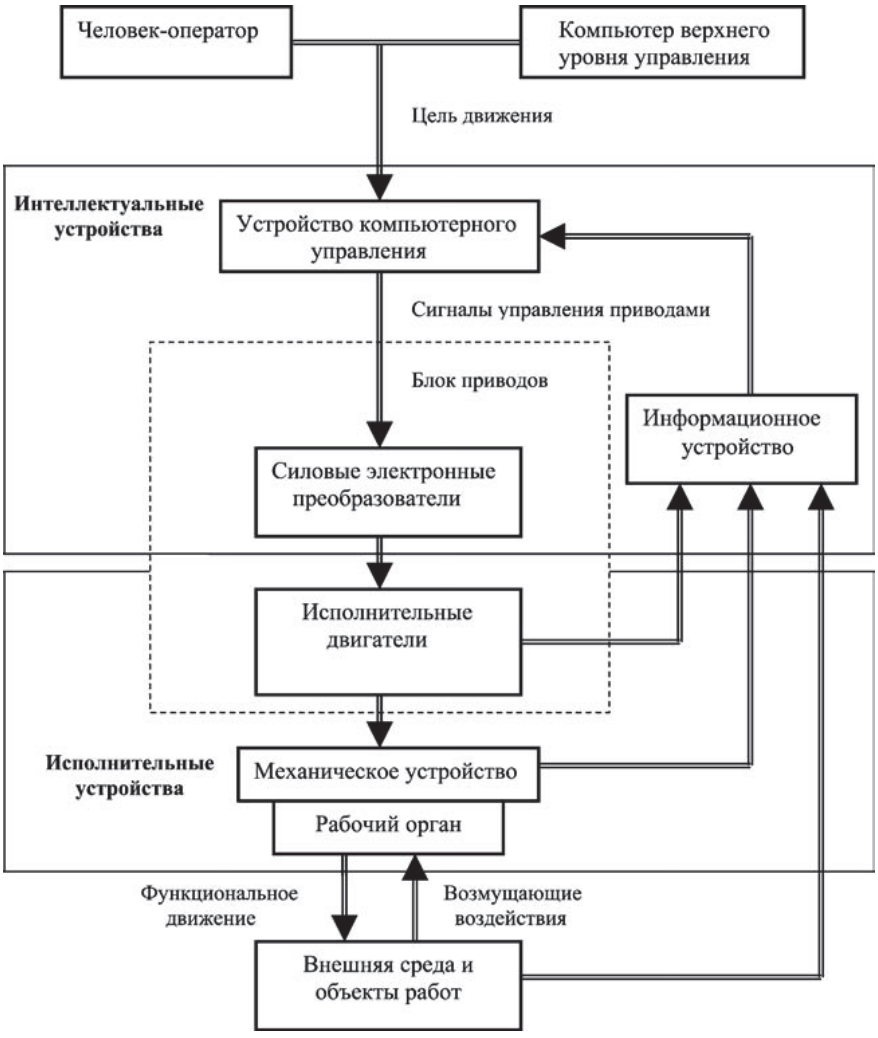


Рис. 1. Типовая архитектура мехатронной системы

а

б

Рис. 2. Современная элементная база одноковшовых экскаваторов: *а* – гидроагрегаты приводных систем с электронными компонентами автоматики (на примере изделий фирмы BOSCH-REXROTH); *б* – толкатель и элементы привода хода на базе асинхронного электродвигателя с частотным регулированием скорости (ООО «ПО КрасТяжМаш», г. Красноярск)

В нашей стране были разработаны такие мехатронные системы, как: «Стабилоплан» для скреперов, канавокопателей, дреноукладчиков и др.; «Автоплан», «Профиль», «Дорога», «Разрез», «СКАТ-4», «Профиломат» для бульдозеров и автогрейдеров; «Рельеф», «Стабилослой» для асфальтоукладчика. В одноканальных системах управления рабочий орган машины удерживается в заданном положении в одной плоскости: продольной у скреперов и бульдозеров, поперечной у автогрейдеров. К таким системам относятся «Стабилоплан-1» и заменяющие их системы последующих поколений, «Стабилоплан-10» и «Копир-Стабилоплан» для скреперов, «Автоплан-1» и «Копир-Автоплан-10» – для бульдозеров, «Профиль-1» и «Профиль-10» – для легких и средних автогрейдеров. При двухканальных системах управления стабилизация положения рабочего органа обеспечивается одновременно в продольной и поперечной плоскостях. К этим системам относятся «Комбиплан» для бульдозеров, «Профиль-2» и «Профиль-20» – для средних и тяжелых автогрейдеров, «Стабилослой-1» и «Стабилослой-10» – для укладчиков покрытий [4, 5]. При трехканальных системах управления, помимо фиксации положения рабочего органа в двух ортогональных вертикальных плоскостях, имеется еще и управление движением машины в плане («по курсу»). Эти системы управления «Профи-

ломат-1», «Профиломат-2, 5, 6 и 7» устанавливаются на профилировщиках оснований и укладчиках покрытий, входящих в комплект машин типа ДС-110 для скоростного строительства автомобильных дорог и взлетно-посадочных полос аэродромов.

Элементы приводов общего назначения выпускаются специализированными фирмами (рис. 2, *а*). Исполнительные силовые элементы обычно выпускают производители машин (рис. 2, *б*). Датчики и электронные устройства выпускаются другой группой специализированных фирм. Наиболее известные – Leica, Trimble, Topcon, MOBA.

Оснащение мехатронными устройствами осуществляется на технологические машины любых марок. Есть и специализированные решения, когда фирма-производитель строительной техники предлагает систему под собственной маркой, которую можно смонтировать на машину на заводе. Так поступает известный производитель дорожно-строительной техники Wirtgen. Его системы построены на аппаратуре фирмы MOBA, но несовместимы из-за измененной распайки разъемов.

Фирма Kato одна из первых применила систему автоматического управления мощностью привода от микроЭВМ. Подача насосов управляется системой АРС с помощью команд микроЭВМ. Система АРС имеет три режима: режим H – предназначен для наиболее тяжелых работ; режим M – обеспечивает несколько уменьшенный расход топлива по сравнению с режимом H; режим L – самый экономичный режим, предназначен для зачистных и других легких работ.

Система Auto-slow управления работой топливоподачи (частотой вращения вала дизеля) автономна от работы системы АРС и имеет также три режима соответственно положению регулятора.

Возможны сочетания режимов H, M, L и получение шести отличающихся по использованию мощности и расходу топлива режимов. Подобная система управления приводом – система KPSS – применяется японской фирмой Kobelco на пневмоколесном экскаваторе KW904 массой около 12 т и других моделях.

Caterpillar разработала систему нивелирования AccuGrade совместно с фирмой Trimble Navigation Limited. Аппаратура AccuGrade и Trimble полностью совместима. Если заказать на заводе машину вместе с системой, то на приборах будет стоять марка Cat. Когда же систему заказывают отдельно, уже после покупки машины, маркировка будет Trimble. Впрочем, обещано, что через полгода и отдельные комплекты тоже будут маркироваться Caterpillar.

Системами нивелирования обычно оснащают землеройную технику, автогрейдеры, бульдозеры и экскаваторы, и дорожно-строительную технику – асфальтоукладчики и самоходные фрезы. Для асфальтоукладчиков и фрез Caterpillar предлагает системы фирмы Topcon.

В арсенале Caterpillar дву- и трехмерные системы.

Двумерные системы:

- Cross Slope. Построена на датчиках уклона и поворота. Предлагается как наиболее простой вариант системы нивелирования для автогрейдера.
- Laser. Включает лазерный построитель плоскости и приемник/приемники. Применяют на автогрейдерах, бульдозерах и экскаваторах.
- Sonic. Система с ультразвуковыми датчиками. Применяют на автогрейдерах.

Трехмерные системы:

- GPS. Система с использованием глобальной спутниковой системы позиционирования. Применяют на автогрейдерах, бульдозерах, экскаваторах и катках.
- ATS (Advanced Tracking Sensor). Лазерная система нивелирования с тахеометром. Применяют на автогрейдерах.

В зависимости от выбранной системы или их комбинации Caterpillar предлагает не универсальный компьютер, а три варианта специализированных компьютеров, работающих с дву- или трехмерным пространством. Компьютеры снабжены портом CompactFlash, через который в память записывают проект, а также дополнительное программное обеспечение и обновления. Программа «понимает» множество форматов проектов, подготовленных в системах проектирования Autocad, Microstation, Terramodel и т. п.

В комплект системы Cross Slope входит двухосевой датчик уклона, установленный на основном отвале грейдера, датчик поворота на поворотном круге, датчик вертикального ускорения, установленный на раме грейдера, и компьютер. Простейший вид компьютера – со светодиодными индикаторами, по которым можно судить об отклонении рабочего оборудования от заданного профиля насыпи. Компьютер DC610 с жидкокристаллическим монитором и двумерной графикой показывает машину на участке с вычерченным профилем, причем показывает в масштабе, а не условно. При этом можно выводить на монитор поочередно несколько проекций.

На грейдере серии M с электрогидравлическим управлением достаточно смонтировать все датчики и компьютер, а система AccuGrade возьмет на себя функции корректировки положения рабочего оборудования в соответствии с загруженным проектным профилем. На грейдерах серии H с механической управляющей связью возможны два варианта исполнения системы нивелирования. Первый вариант – простой, когда оператор отслеживает по монитору отклонения рабочего оборудования и вручную корректирует его. Второй вариант – с активным электрогидравлическим управлением, и в этом случае предусматривается замена штатной крышки гидрораспределителя на крышку со встроенными соленоидами и электрической связью с компьютером. Механическое управление при этом сохраняется.

Система Cross Slope хорошо сочетается с ультразвуковыми датчиками, лазерным построителем плоскости, системами GPS и ATS при замене компьютера на «трехмерный». Двумерную систему расширяют до трехмерной, дающей отклонения от проектного профиля 10–15 мм, что при отсыпке земляного полотна является очень точным показателем. Основной недостаток системы Cross Slope – ошибки измерения датчиков, а кроме того, датчики необходимо периодически калибровать.

В комплект системы Laser (рис. 3) входят лазерный построитель плоскости и один или два приемника LR410. Эту систему применяют при профилировании обширных площадей, как горизонтальных, так и под уклоном, в том числе двусторонних. В зоне видимости ставят ротационный лазерный построитель плоскости, работающий на длине волны 670–1000 нм. Лазерный луч, вращаясь вокруг вертикальной оси, «рисует» вокруг построителя плоскость, регулируемую по двум осям на самом приборе и по высоте вручную, поднимая или опуская прибор. Продольный уклон задается в пределах от –0,5 до +25 %, поперечный – от –10 до +10 %.

Рис. 3. Бульдозер D3K LGP, оснащенный системой Laser

Приемники устанавливают на мачтах с электрическим подъемником на рабочее оборудование – на бульдозерный отвал (рис. 3), как правило, два приемника, на отвал грейдера один, но в сочетании с системой Cross Slope. Приемник – прибор высотой 250 мм, оснащенный вертикальными сенсорами, которые улавливают и отслеживают лазерный луч. При включении мачта начинает автоматически подниматься, пока приемник не поймает луч. Если этого не случилось, значит, построитель надо переставить. Во время движения машины приемник реагирует на отклонения от плоскости и подает соответствующий сигнал компьютеру, который, в свою очередь, корректирует положение рабочего оборудования. Точность профили-

рования при использовании системы Laser достигает 10 мм при условии, что гидропривод машины работает без люфта. Основной недостаток системы в том, что ее целесообразно применять при профилировании плоских площадок, для сложного профиля она не подходит. Пыль, туман и снегопад затрудняют работу системы.

Комплект системы AccuGrade для экскаваторов представляет собой сложный комплекс, в который входят резистивные датчики поворота, установленные на шарниры рабочего оборудования, датчик уклона на поворотной платформе, компьютер CB410 [3].

Система помогает разрабатывать котлованы, траншеи и каналы с дном заданного профиля, в том числе под водой, планировать длинные откосы. Компьютер вычисляет положение ковша относительно проектного профиля по данным от датчиков и визуально отражает это на мониторе. Систему можно дополнить гравитационными датчиками уклона AS300 на стрелу, рукоять и тягу ковша, лазерным приемником или приемником GPS, что расширит возможности экскаватора по разработке крупных котлованов и длинных траншей.

Система AccuGrade Sonic с ультразвуковым датчиком предназначена для контроля продольного профиля. Датчик оснащен пятью ультразвуковыми сенсорами, которые замеряют высоту пяти точек на отрезке 25–30 см. При этом самый большой и самый маленький результаты отбрасываются и усредняются оставшиеся три. Таким образом, исключив единичные отклонения или случайные препятствия – чью-то ногу, например, ультразвуковой датчик дает продольный профиль, близкий к проектному. Шестой сенсор, расположенный под прямым углом к остальным, предназначен для измерения скорости звука в конкретных атмосферных условиях и внесения коррективов в результаты измерения.

Систему Sonic применяют в дорожном строительстве, при восстановлении и расширении дороги. Для нее необходима базовая поверхность, например существующее покрытие при расширении дороги или поверхность, спрофилированная при предыдущем проходе. Недостаток системы – в повторении неровностей базовой поверхности. Для точного профилирования применяют струну.

Для выполнения сложных проектов с частым изменением профиля дороги, уклонами, виражами целесообразно применять трехмерные системы нивелирования. Система GPS вобрала в себя самые передовые технологии современности. С ее помощью можно добиться точности профилирования по вертикали до 2,5 см, по горизонтали – до 1 см.

Система AccuGrade GPS построена на тех же принципах и, возможно, на той же компонентной базе, что и у других поставщиков. Комплект состоит из базовой станции с приемником GPS и радиопередатчиком, одного или двух приемников GPS MS990, установленных на рабочем обору-

довании машины, соответственно, одного или двух радиоприемников ТС450 и «трехмерного» компьютера CD700. Комплект можно дополнить датчиком уклона, на автогрейдер его устанавливают на отвале. Базовую станцию устанавливают стационарно, она действует в радиусе 10 км. Разница в прохождении сигнала от спутника до станции и до машины, отстоящей от нее на 10 км, настолько ничтожна, что ее принимают за ноль. Станция принимает сигналы минимум от четырех спутников на нескольких частотах одновременно, что повышает точность вычислений. Время прохождения сигнала от спутника из-за атмосферных помех меняется, и, поскольку станция неподвижна, она может вычислить поправку и по радиоканалу сообщить о ней компьютеру машины, а тот внесет эту поправку в свои координаты.

Компания MOBA (ФРГ) выпускает системы автоматики на грейдеры и бульдозеры, задавая стандарт на рынке средств автоматизации. Одна из ее разработок – система GS-506 – предназначена для проведения землеройных работ бульдозером или грейдером с автоматическим контролем заданного оператора поперечного уклона и высоты отвала (рис. 4).

Рис. 4. Мехатронные модули автогрейдера

Панель управления (все данные управления и текущее рабочее состояние всегда видны оператору, оператор также может вводить поправки, выводить системную информацию или менять основные настройки).

Контроллер (сравнивает заданные значения с данными, непрерывно поступающими от датчиков, и вводит корректировки в работе гидроцилиндров).

Сумматор (блок для объединения всех активных датчиков системы). В сумматор встроен датчик продольного уклона, он компенсирует отклонения машины по продольной оси в результате ускорений машины, ее наклона и т. п. Рассмотрим некоторые мехатронные модули машин и выполняемые ими функции.

Датчик вращения (компенсирует угол вращения отвала). Совместно с mainfall-сенсором он обеспечивает оптимальную компенсацию поперечного угла.

Датчик поперечного уклона (фиксирует отклонение от заданной величины наклона отвала, а также ускорения и удары). Поддерживает необходимый уровень наклона отвала в зависимости от направления движения.

Пропорциональный гидравлический клапан (контролирует движения гидроцилиндров, основываясь на сигналах, генерируемых контролером, обеспечивает контроль скорости перемещения штоков).

Система автоматического контроля на транспортно-технологических машинах значительно повышает производительность работ и их точность, улучшает качество основания дороги, что позволяет оптимизировать использование материала и его транспортировку, сэкономить на ГСМ, минимизировать необходимость проведения геодезистом контрольных замеров, снизить риск незапланированных расходов, снизить негативное влияние «человеческого фактора».

Список литературы

1. Попов Е.П., Верещагин А.Ф., Зенкевич С.Л. Манипуляционные роботы. Динамика и алгоритмы. М., 1978.

2. Мехатроника: компоненты, методы, примеры / Б. Хайманн [и др.]; ред. О.В. Репецкий. Новосибирск, 2010.

3. Малютин Л.Л. Система нивелирования AccuGrade // Основные средства: электрон. научн. журн. 2009. № 1. URL: http://www.os1.ru/article/technology/ 2009_01_A_2010_05_19-17_24_49/.

4. Щербаков В.С., Лазута И.В., Денисова Е.Ф. Автоматизация проектирования основных параметров устройства управления рабочим органом бульдозерного агрегата. Омск, 2012.

5. Щербаков В.С., Милюшенко С.А. Совершенствование системы управления выглаживающей плитой асфальтоукладчика. Омск, 2010.

УДК 621.879.3
П.А. Побегайло
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук

Биомеханические исследования рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора

Напомним, что обычное, наиболее часто встречающееся рабочее оборудование (РО) одноковшового гидравлического экскаватора (ОГЭ) состоит из трех последовательно соединенных между собой вращательными шарнирами [1 и др.] (пары V класса) звеньев (стрела, рукоять, ковш). При этом стрела прикреплена к поворотной платформе также через вращательный шарнир. Эти три звена могут поворачиваться относительно друг друга и экскаватора, причем все перемещения звеньев РО осуществляются в одной плоскости. Углы поворота стрелы относительно ее пяты и рукояти относительно стрелы всегда меньше π. Угол поворота ковша относительно рукояти всегда меньше 2π (эти три угла будем назвать далее шарнирными углами, следуя в этом работам в области робототехники и теории машин и механизмов [2 и др.]). Рассматриваемое нами РО имеет три степени свободы. При этом, в рамках данной работы, нас не интересует, как установлены гидроцилиндры, осуществляющие перемещения элементов РО.

Иными словами, РО ОГЭ может быть рассмотрено как типичный плоский трехзвенный манипулятор.

В рамках такого представления РО можно ввести понятие «кинематические длины» стрелы, рукояти и ковша – a, b, c. Это расстояние между осями их концевых шарниров и для длины ковша – острием зубьев, соответственно (четкое определение этим понятиям можно найти, например, в работе [3]).

В работе [4] был рассмотрен вопрос о некоторых аффинных пропорциях РО ОГЭ и выполнено сравнение полученных результатов с рукой человека в предположении, что человек есть некий идеальный объект. Настоящая работа является продолжением указанного труда. При этом в основу настоящего исследования положим некоторые результаты биомеханических исследований, представленных в монографиях [5, 6].

В указанных работах [5, 6] представлены некоторые итоги исследования строения кинематической схемы человеческого тела с позиций принципа построения биологических тел из конформно-симметричных блоков. Для этого автор изучал совокупные пропорции длин трех звеньев в так называемых трехчленных кинематических блоках тела (человека).

Основным «техническим» инструментом в ходе исследований в книгах [5, 6] является понятие вурфа (термин появился в рамках развития про-

© Побегайло П.А., 2016

ективной геометрии в конце XIX в. в Германии) как числовой характеристики конформных преобразований трехчленных блоков (тела человека). Согласно автору указанного труда, вурф представляет собой обобщение простого аффинного отношения и играет роль критерия конформной (и проективной) симметрии между блоками из трех последовательных отрезков прямых, причем «расстояния или простые отношения расстояний между расчленяющими точками могут быть у данных блоков совершенно различны и только величины вурфов обязаны быть равными» [5, 6].

По аналогии с «золотым вурфом» Петухова С.В., предлагается определить значение вурфа РО ОГЭ (как числовую характеристику) по следующей формуле (РО ОГЭ рассматривается распрямленным, как бы со снятыми ограничениями на величины шарнирных углов):

$$\text{Вурф } \Phi = \frac{(a+b)\cdot(b+c)}{b\cdot(a+b+c)}.$$

Согласно этой формуле, получены значения вурфа для более чем сорока ОГЭ с разными видами РО (табл. 1). Для сравнения полученных результатов в табл. 1 представлены заимствованные из монографий [5, 6] результаты вычисления вурфа для человека (данные для высокоорганизованных животных мы приводить не стали, их можно найти в книге [5]).

Таблица 1

Значения критерия (вурфа)

№	Марка	Значение вурфа	Разница с эталоном ±	Процент разницы с эталоном, %
Зарубежные экскаваторы				
1	R994	1,723	0,413	31,527
2	R992	1,321	0,011	0,840
3	H241	1,355	0,045	3,435
4	RH300	1,294	–0,016	1,221
5	H285	1,603	0,293	22,366
6	H185	1,346	0,036	2,748
7	H485	1,317	0,007	0,534
8	1000CK	1,344	0,034	2,595
9	H121	1,297	–0,013	0,992
10	EX1000	1,251	–0,059	4,504
11	UH801	1,293	–0,017	1,298
12	3560	1,355	0,045	3,435
13	PC-7000	1,455	0,145	11,069
14	P&H1550	1,292	–0,018	1,374
Отечественные экскаваторы и их проекты				
15	ЭГ-12А	1,282	–0,028	2,137
16	ЭГ-20	1,257	–0,053	4,046
17	ЭГ-6	1,342	0,032	2,443

Окончание табл. 1

№	Марка	Значение вурфа	Разница с эталоном ±	Процент разницы с эталоном, %
18	ЭГ-12	1,253	–0,057	4,351
19	ЭГ-6М	1,353	0,043	3,282
20	ЭГ-10	1,319	0,009	0,687
21	ЭГ-15	1,339	0,029	2,214
22	ЭГ-6	1,305	–0,005	0,382
23	ЭГ-8	1,328	0,018	1,374
24	ДГЭ-1200	1,277	0,033	2,519
25	ЭГО-4	1,306	–0,004	0,305
26	ЭГО-8	1,274	–0,036	2,748
27	300МН	1,421	0,111	8,473
28	ДГЭ-1200	1,378	0,068	5,191
29	ЭГО-150	1,330	0,020	1,527
Советские строительные экскаваторы				
30	ЭО-3221*	1,325	0,015	1,145
31		1,183	–0,127	9,695
32	ЭО-3323	1,399	0,089	6,794
33		1,232	–0,078	5,594
34		1,187	–0,123	9,389
35	ЭО-3122	1,404	0,094	7,176
36		1,225	–0,085	6,488
37	ЭО-4322	1,343	0,033	2,519
38	ЭО-4321А	1,501	0,191	14,580
39	ЭО-4126	1,386	0,076	5,801
40	ЭО-4121В	1,421	0,111	8,473
41	ЭО-4125	1,438	0,128	9,771
42	ЭО-4422	1,440	0,130	9,924
43	ЭО-4421	1,563	0,253	19,313
44	ЭО-4121	1,457	0,147	11,221
45	ЭО-5122А	1,437	0,127	9,695
46	ЭО-5124	1,448	0,138	10,534
47	ЭО-5126	1,366	0,056	4,275
48	ЭО-4322**	1,251	–0,059	4,504
49	ЭО-5122А**	1,260	–0,050	3,817
Значения вурфа у человека				
50	Рука	1,33 ± 1,5 %		
51	Нога	1,29 ± 2,0 %		
52	Тело человека	1,32 ± 2,0 %		
53	Большой палец	1,34 ± 1,5 %		
54	Указательный палец	1,37 ± 0,7 %		
55	Безымянный палец	1,33 ± 0,7 %		
56	Мизинец	1,43 ± 0,7 %		
57	Средний палец	1,31 – эталон		

П р и м е ч а н и я.* – объединение ячеек указывает на рассмотрение у одной машины нескольких видов РО; ** – это две строительные прямые лопаты.

Отметим следующие полезные результаты, представленные в книгах [5, 6], которые могут быть применены и для технических объектов (здесь – для РО ОГЭ):

- особенности кинематической схемы тела определяются параллельным существованием в ней относительно неизменных вурфовых пропорций, величина которых определяется филлотаксисными законами морфогенеза, и нефиллотаксисных аффинных пропорций, через изменение которых организм приспосабливается к специальному образу жизни и действия;
- величины вурфов всех трехчленных кинематических блоков в каждый момент онтогенеза группируются вокруг величины 1,3, т. е. все эти блоки в распрямленном состоянии по своим пропорциям почти конформно подобны и конформно неизменны в онтогенезе;
- естественно средний палец руки считать эталонным трехчленным кинематическим блоком, а онтогенетически неизменную величину 1,31 его вурфа рассматривать в качестве той эталонной величины, вокруг которой группируются значения других блоков;
- отклонения средних значений вурфов у рассмотренных биологических систем от этой эталонной не превышает 10 %;
- выявлен феномен конформной унификации: опорно-двигательный аппарат как набор трехчленных кинематических блоков отличается конформной унифицированностью этих блоков (она заключается в том, что величины вурфов всех блоков группируются вокруг значения 1,3);
- значение 1,31 у рассмотренных биологических систем обусловлено филлотаксисными законами морфогенеза, связанными с симметриями биологических тел и рядом чисел Фибоначчи;
- предложено, подобно тому как предел аффинной последовательности из чисел Фибоначчи называют золотым сечением [7 и др.], значение 1,31 называть золотым вурфом;
- применение более сложного вурфа из комплексных координат позволяет понять, что рост и моторика (в диапазоне манипуляционных движений) трехфаланговых пальцев представляют собой явления конформной симметрии;
- биологические тела имеют каноническую телесную форму (она выступает в роли исходной системы отсчета для построения движения).
- Анализ вышеизложенного, а также данных, представленных в табл. 1, позволяют сделать следующие основные выводы:
- не существует ОГЭ со значением вурфа в 1,31 (хотя шесть машин очень близки к этому значению причем три из них отечественные). Все полученные значения вурфа для ОГЭ имеют отклонения в ту или иную сторону;
- незначительные изменения кинематических длин элементов РО (при использовании удлиненного или укороченного РО; модернизациях

ковшей) приводят к существенным изменениям в значениях вурфа (и, по-видимому, к существенному изменению всех свойств РО и экскаватора);

- налицо достаточно существенные резервы для улучшения РО ОГЭ;
- задача поиска и использования симметрий в такой сложной технической системе, как ОГЭ, есть задача первостепенная и наиважнейшая;
- по-видимому, создание рационального РО ОГЭ возможно при опоре на постоянное значение вурфа (золотой вурф) и при варьировании при этом значениями отдельных аффинных пропорций [4];
- возможно, перспективным для ОГЭ РО является использование трехчленения в соотношении $1 : Ф : Ф^2$ или любого другого трехчленения, вурфовая пропорция которого также равна золотому вурфу (подчеркнем тут, что т. н. модулор Ле Корбюзье это частный случай вурфа [5, 6]);
- представляет интерес идея создания ОГЭ и его РО на базе конформно-симметричных блоков (по сути, на базе неевклидовых геометрий);
- применение более сложного вурфа открывает интересные перспективы в исследовании РО ОГЭ как в части синтеза новых кинематических схем, так и в изучении движения РО ОГЭ, что может быть полезным для совершенствования систем управления. Например, в задаче построения диссимметрирующего управления (на базе следующей постановки вопроса: исследовать и использовать связь между моторным движением и нарушением определенной симметричной формы);
- поиск некой исходной канонической телесной формы РО ОГЭ также представляет определенный интерес для дальнейших исследований.

В завершение настоящей работы заметим, что есть диаметрально противоположные мнения насчет того, считать ли человека (и/или высших животных (а возможно, и некоторые другие биологические системы)) некоторым идеалом и копировать ли его (их) при разработке технических систем [5, 6, 8–10 и многие др.]. По мнению автора, во-первых, ответ на указанный вопрос зависит от требований, предъявляемых к конкретной технической системе, поэтому однозначный и безусловный ответ в общем случае вряд ли возможен; во-вторых, исследования биологических систем и сравнение с ними технических систем важно само по себе, поскольку «все в этом мире строится по принципу аналогии» (см. труды Гермеса). Хорошо известен принцип эмерджентности (появление у системы свойств, не присущих составляющим ее элементам), в соответствии с которым естественно потребовать соблюдение системного принципа при проведении сравнений технического объекта с человеком как сложным объектом (по Л.А. Растригину [11 и многие др.]), т. е. объектом, оптимизация деятельности которого безусловно многокритериальна (при этом отдельные его элементы могут не соответствовать заданному критерию оптимальности).

В заключение подчеркнем, что для технических систем и ОГЭ в частности локальная оптимизация отдельных подсистем бессмысленна и часто вредна.

Список литературы

1. Зенкевич С.Л., Ющенко А.С. Основы управления манипуляционными роботами. М., 2004.

2. Смольников Б.А. Проблемы механики и оптимизации роботов. М., 1991.

3. Крикун В.Я., Манасян В.Г. Расчет основных параметров гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата. М., 2001.

4. Побегайло П.А. О пропорциях рабочего оборудования одноковшовых гидравлических экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2015. № 2. С. 143–147.

5. Петухов С.В. Биомеханика, бионика и симметрия. М., 1981.

6. Система. Симметрия. Гармония / под ред. В.С. Тюхтина, Ю.А. Урманцева. М., 1988.

7. Балакшин О.Б. Коды да Винчи – новая роль в естествознании? Дуализм альтернатив гармонии, познания и саморазвития систем. М., 2011.

8. Кобринский А.А., Кобринский А.Е. О пропорциях руки человека (применение концепций робототехники к биомеханике) // Доклады Академии наук СССР. М., 1984. Т. 276. № 6. С. 1352–1355.

9. Кобринский А.А., Кобринский А.Е. Манипуляционные системы роботов: основы устройства, элементы теории. М., 1985.

10. Kim D. & etc. Excavator tele-operation system using a human arm // Automation in Construction, 2009. № 18. Pp. 173–182.

11. Растригин Л.А. Современные принципы управления сложными объектами. М., 1980.

УДК 625.473.6

В.С. Новрузов, В.В. Серватинский
Сибирский федеральный университет

Совершенствование технологии распределения асфальтобетонной смеси по ширине дороги

В процессе формирования дорожного покрытия необходимо обеспечивать управление рабочим оборудованием как по ровности полотна, по плотности грунтового основания дороги, так и по однородности уклады-

© Новрузов В.С., Серватинский В.В., 2016

ваемой асфальтобетонной смеси. Температурная сегрегация асфальтобетонной смеси происходит от неравномерного распределения температуры по объему материала и возникает в процессе ее транспортировки, хранения в бункере и укладке на полотно дороги в климатических условиях Севера и Сибири. Это приводит к образованию корки материала.

Снижение температурной сегрегации асфальтобетонной смеси и обеспечение температурной однородности смеси обеспечивается за счет автоматизации процесса распределения асфальтобетонной смеси шнековым распределителем асфальтоукладчика по ширине дороги путем установки в тело шнека датчиков температуры (патент № 116507). Схема шнекового питателя приведена на рис. 1. При вращении шнеков происходит дополнительное распределение асфальтобетонной смеси по ширине дороги и перемешивание.

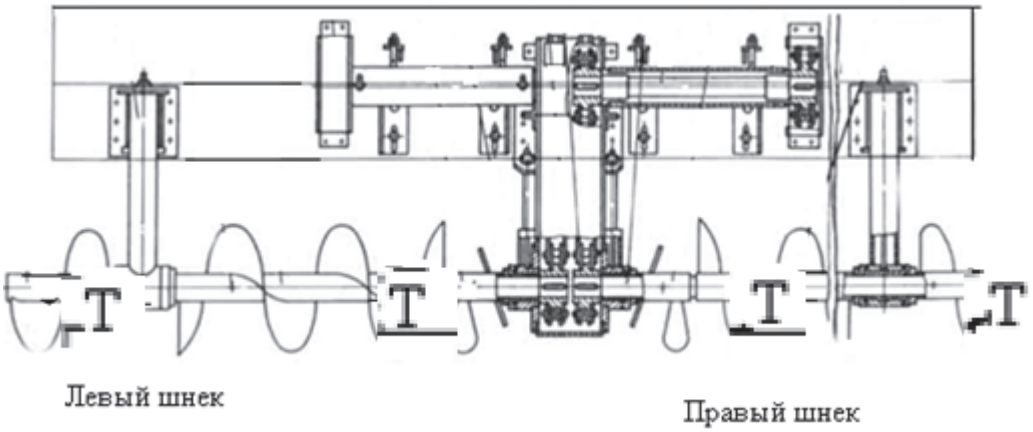


Рис. 1. Схема шнекового питателя с установленными в его тело датчиками температуры (*T*)

Для высококачественного устройства дорожной одежды необходимо, чтобы температура укладываемой асфальтобетонной смеси была равномерной по всему объему дорожного полотна. В зависимости от температуры воздуха температура асфальтобетонной смеси определится уравнением

$$T_{\text{абс}} = \frac{Q_{\text{абс}}}{k_{\text{абс}} F_{\text{абс}}} \left[1 - \exp \frac{-t \cdot k_{\text{абс}} \cdot F_{\text{абс}}}{m_{\text{абсп}} \cdot c_{\text{абс}}} \right] + T_0,$$

где $Q_{\text{абс}}$ – количество теплоты, выделяемое асфальтобетонной смесью за время $\mathrm{d}\tau$; $F_{\text{абс}}$ – площадь внешней поверхности асфальтобетонной смеси; $c_{\text{абс}}$ – средняя удельная теплоемкость асфальтобетонной смеси; $K_{\text{абс}}$ – коэффициент теплопередачи асфальтобетонной смеси; $m_{\text{абс}}$ – масса асфальтобетонной смеси; T_0 – текущая температура асфальтобетонной смеси; T_0 – температура воздуха.

Для моделирования температурного состояния асфальтобетонной смеси использовался пакет программ MATLAB с приложением SIMULINK. Результаты моделирования температурного состояния асфальтобетонной смеси приведены на рис. 3.

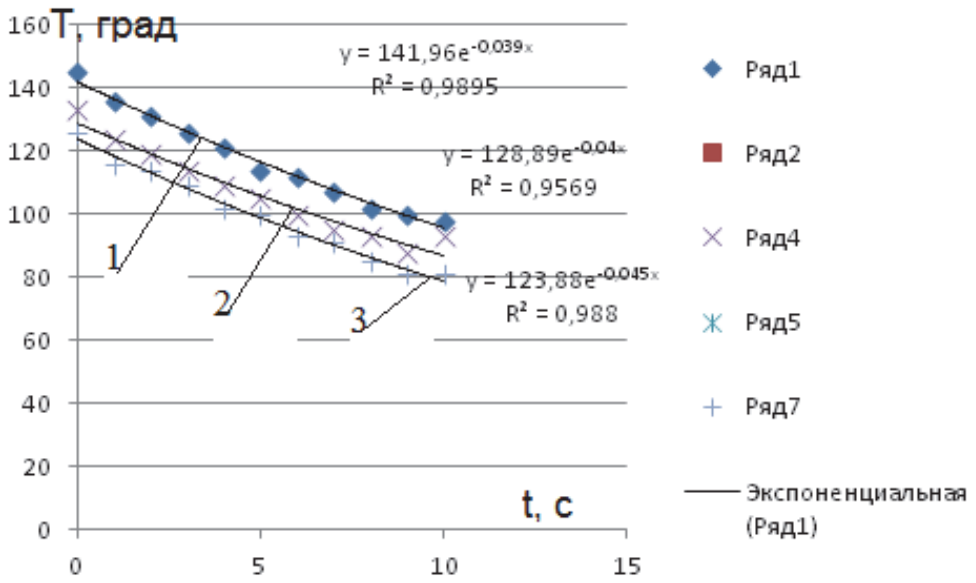


Рис. 3. Результаты моделирования температурного состояния асфальтобетонной смеси при температуре окружающего воздуха: 1 – 30 °С; 2 – 30 °С; 3 – 20 °С

Результаты моделирования температурного состояния асфальтобетонной смеси показали, что процесс охлаждения укладываемой смеси в зависимости от температуры окружающего воздуха и дорожного основания, а также начальной температуры смеси описывается экспоненциальными зависимостями с точностью от 0,95 до 0,99.

С п и с о к л и т е р а т у р ы

1. Реализация устройства с тензодатчиками для управления процессом уплотнения асфальтоукладчика / А.П. Прокопьев, Р.Т. Емельянов, А.С. Климов, С.В. Шилкин // Известия вузов. Строительство. 2011. № 6. С. 20–24.

2. Доценко А.И. Пути повышения качества асфальтобетонных покрытий автомобильных дорог // Труды международной научно-технической конференции «Инстроймех, 2005». Тюмень, 2005.

3. Емельянов Р.Т., Прокопьев А.П., Климов А.С. Исследование процесса уплотнения асфальтобетонной смеси по ширине укладки // Строительные и дорожные машины. М., 2009. № 7.С. 12−16.

4. Базилевич А.Л. Температурная сегрегация асфальтобетонных смесей при строительстве дорожных покрытий. URL: http://lib.8level.ru/lib/open/book/

УДК 629.113.001
А.В. Бойко, О.С. Яньков, А.С. Марков
Иркутский национальный исследовательский
технический университет

Стенд для исследования процесса взаимодействия эластичной шины с опорными поверхностями

Одной из важнейших составляющих безопасности автомобилей в условиях эксплуатации является контроль технического состояния их тормозной системы. Контроль технического состояния тормозных систем выполняют как дорожными, так и стендовыми методами [1–4]. Учитывая значительное влияние на результаты дорожного контроля тормозных систем климата и погоды, стендовые испытания получили наибольшее распространение. Методы контроля тормозных систем на роликовых стендах реализуют принцип обратимости движения, когда автомобиль стоит, а его системы функционируют так же, как при дорожных испытаниях. Это позволяет повышать информативность и оперативность контроля [1–4].

Известно, что результаты контроля тормозных систем автомобилей в стендовых и дорожных условиях могут различаться. Обусловлено это тем, что стендовые условия не в полной мере соответствуют дорожным [1, 6]. В частности, одним из негативных факторов является разная механика взаимодействия шин с цилиндрическими поверхностями опорных роликов и с плоской поверхностью дороги. Кроме того, большое различие в начальной скорости торможения автомобиля в дорожных и стендовых условиях также значительно влияет на результаты контроля тормозной системы автомобиля в условиях эксплуатации [3–5].

Для снижения погрешностей результатов контроля тормозных систем на стендах с опорными роликами был разработан уникальный измерительный комплекс, позволяющий исследовать процессы взаимодействия пятна контакта эластичной шины с цилиндрическими поверхностями [7]. Внешний вид стенда показан на рис. 1.

Конструкция стенда состоит из двух автономных и при этом взаимосвязанных систем [7]:

- силовая система для задания тестовых режимов, обеспечивающая торможение колеса с заданными (установившимися) значениями проскальзывания. Эта система приводит во вращение ролики и колесо испытуемой шиной;
- измерительная система, регистрирующая параметры процесса взаимодействия шины с цилиндрическими поверхностями.

© Бойко А.В., Яньков О.С., Марков А.С., 2016

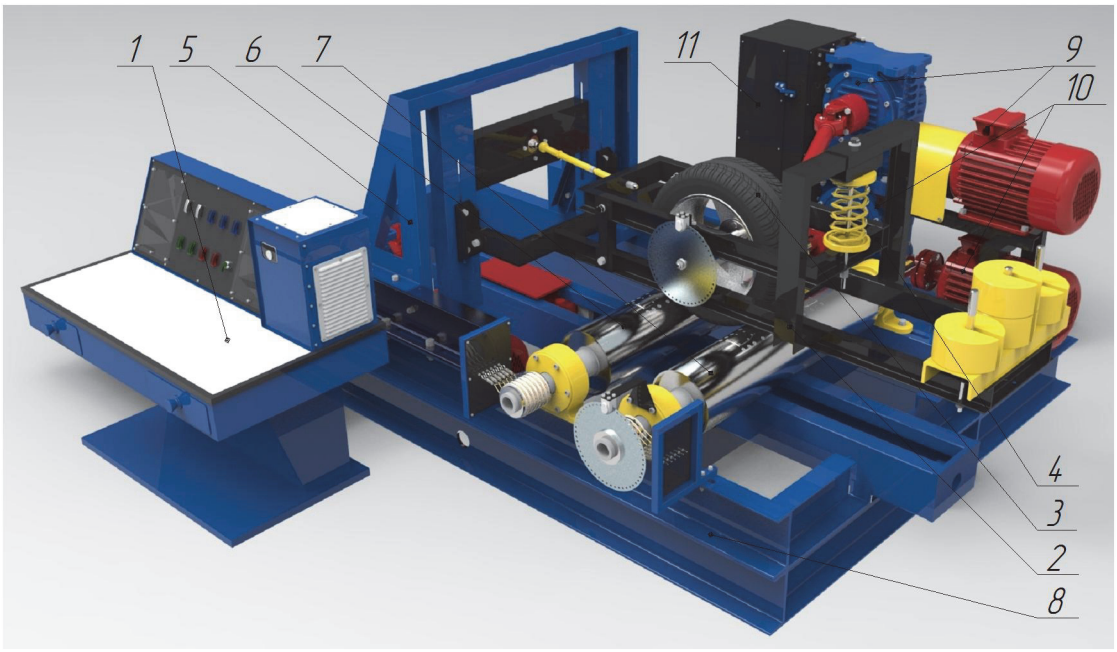


Рис. 1. Общий вид стенда для исследования процесса взаимодействия шины с цилиндрическими поверхностями: *1* – пульт управления; *2* – нагружающая рамка; *3* – колесо; *4* – колесная рамка; *5* – стойка крепления нагружающей рамки; *6* – ведущий беговой барабан; *7* – ведомый беговой барабан; *8* – рама стенда; *9* – колесная силовая установка; *10* – силовая установка привода опорных роликов; *11* – ящик электрооборудования

Кроме названных систем в конструкции стенда установлен механизм крепления и нагружения колеса заданной нормальной нагрузкой $G_к$, величину которой можно дискретно увеличивать до значения $G_к \approx 3500$ Н.

Силовая система стенда, приводящая во вращение опорные ролики и испытуемое колесо, с заданными значениями угловых скоростей $\omega_к$ и $\omega_Б$ состоит из двух автономных силовых установок – первая силовая установка обеспечивает привод колеса и вторая силовая установка обеспечивает привод опорных роликов.

Конструкция силовой установки привода колеса включает: трехфазный асинхронный электродвигатель 31 (рис. 2*а*), мощностью $N = 16$ кВт, червячный редуктор *34* типа 1Ч-160 с передаточным числом $U_р = 10$, упругую втулочно-пальцевую муфту *32*, соединяющую ротор электродвигателя с ведущим валом червячного редуктора, и карданную передачу *27*, передающую крутящий момент от редуктора к колесу *7*.

Электродвигатель *31* управляется оператором непосредственно с пульта управления *18*. Управляющим звеном в цепи электроснабжения двигателем является преобразователь частоты напряжения *17*. Преобразователь частоты напряжения *17* является устройством, при помощи которого изменяется частота напряжения электрического тока, питающего колесный электродвигатель *31*. При изменении частоты тока изменяется и час-

тота вращения вала двигателя, а соответственно, и окружная скорость колеса *7*, что дает возможность изменять величину значения проскальзывания *S*. Такое условие необходимо для более точного построения *f*(*S*) диаграммы. Колесная силовая установка (поз. 9, рис. 1) устанавливается на барабанную силовую установку (поз. 10, рис. 1).

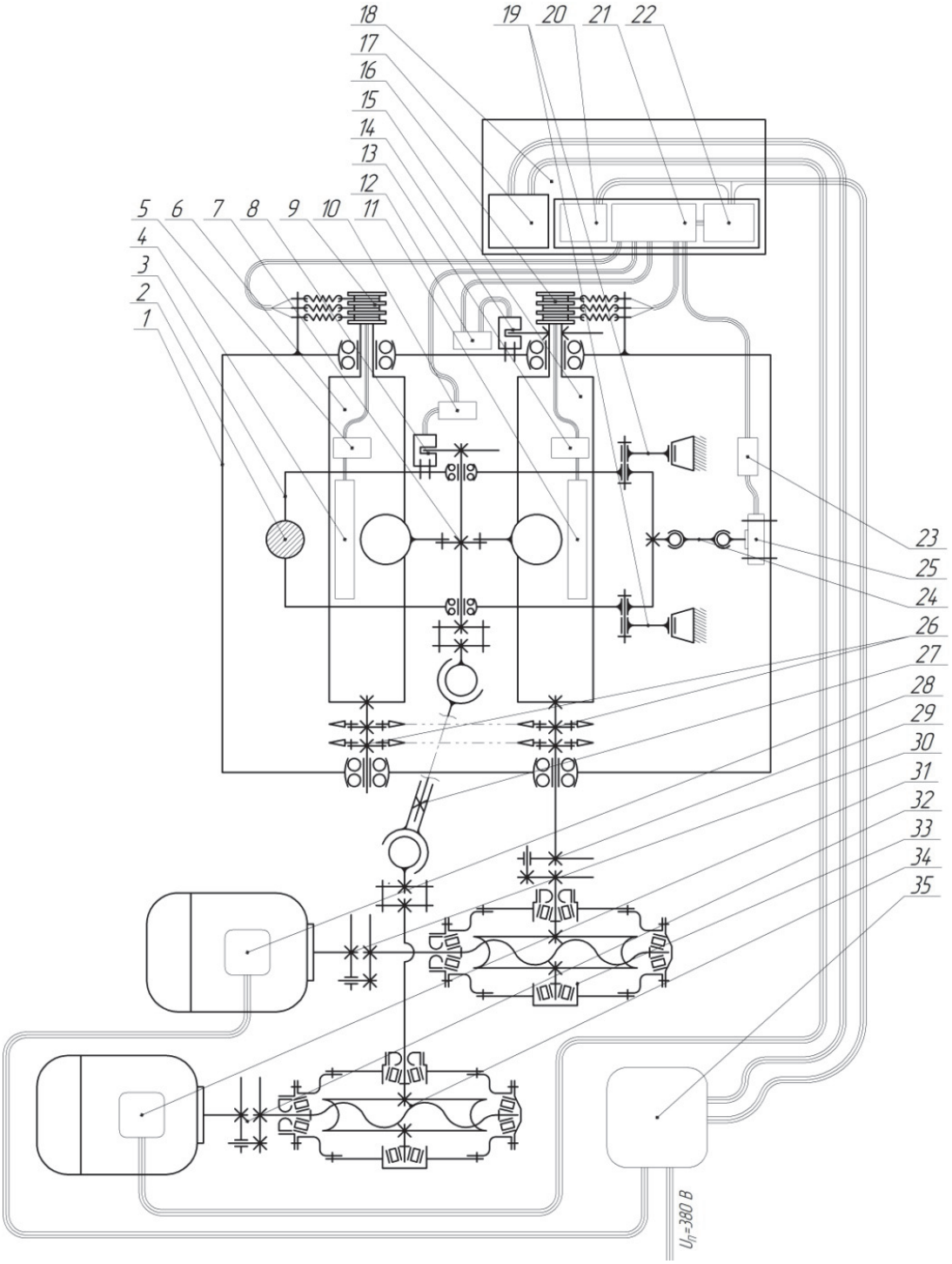


Рис. 2*а*. Функциональная схема стенда для исследования процессов взаимодействия шины с двумя опорными роликами (вид сверху)

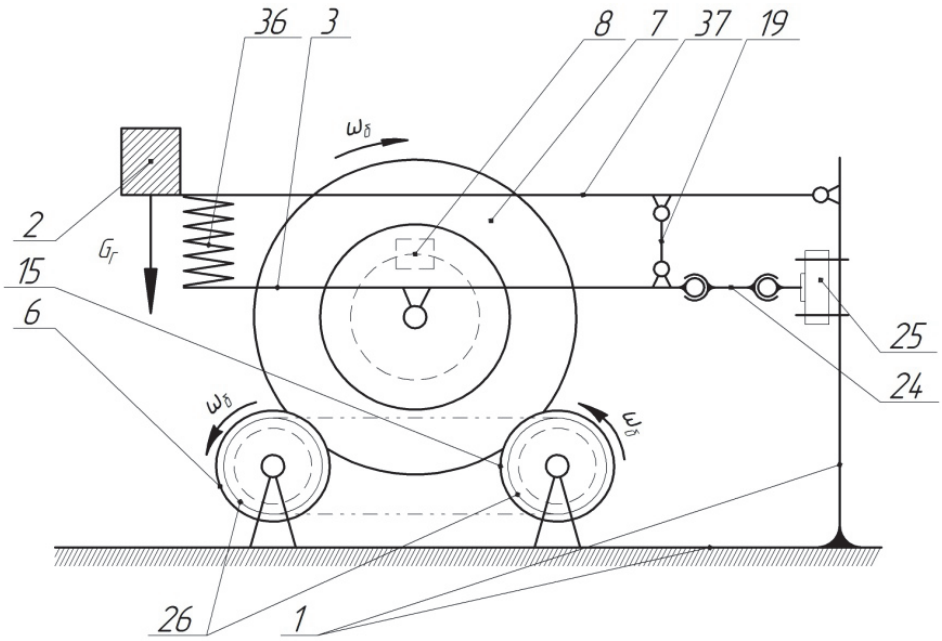


Рис. 2*б*. Функциональная схема стенда для исследования процессов взаимодействия шины с двумя опорными роликами (вид сбоку):

1 – рама стенда; *2* – груз; *3* – рама колесная; *4* – датчик для измерения напряжений в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью бегового барабана; *5* – усилитель сигнала датчика для измерения напряжений в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью ролика; *6* – ролик ведомый; *7* – колесо; *8* – датчик оптический угловой скорости вращения колеса; *9* – коллектор передачи сигнала датчика для измерения напряжений в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью ведомого ролика; *10* – преобразователь сигнала датчика угловой скорости колеса; *11* – датчик для измерения напряжений в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью ведущего ролика; *12* – преобразователь сигнала датчика угловой скорости опорных роликов; *13* – усилитель сигнала датчика для измерения напряжений в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью ведущего ролика; *14* – датчик оптический угловой скорости вращения роликов; *15* – ролик ведущий; *16* – коллектор передачи сигнала датчика для измерения напряжений в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью ведущего ролика; *17* – преобразователь частоты высокого напряжения; *18* – пульт управления; *19* – планки соединения рамы колеса с нагружающей рамой; *20* – блок управления электродвигателями; *21* – блок приема сигналов датчиков; *22* – источник низкого постоянного тока; *23* – усилитель сигнала датчика касательной силы; *24* – тяга шаровая; *25* – датчик касательной силы; *26* – цепная передача; *27* – карданная передача; *28* – электродвигатель привода опорных роликов; *29* – муфта привода ведущего ролика; *30* – муфта редуктора привода роликов; *31* – электродвигатель колесный; *32* – муфта редуктора колесного; *33* – редуктор червячный колесный; *34* – редуктор червячный привода роликов; *35* – ящик с пусковыми реле; *36* – пружина; *37* – рама нагружающая

Конструкция силовой установки привода опорных роликов включает: трехфазный асинхронный электродвигатель 28 (рис. 2*а*) мощностью $N = 16$ кВт, червячный редуктор *33* типа 1Ч-160 с передаточным числом $U_р = 12{,}5$, упругую втулочно-пальцевую муфту *30*, соединяющую вал электродвигателя с ведущим валом редуктора, и упругую втулочно-пальцевую муфту *29*, соединяющую ведомый вал редуктора с валом ролика *15*.

Пуск и остановку электродвигателя *28* осуществляет оператор посредством включения пусковых реле, установленных в ящике электрооборудования *35*. Управление пусковыми реле осуществляется с пульта управления *18*, а именно блоком управления силовыми установками *20*. Силовая установка (поз. 10, рис. 1) и опорные ролики (поз. 6 и 7, рис. 1) устанавливаются на раме стенда (поз. 8, рис. 1). Для вращения ведомого ролика 6 (рис. 2*а*) применяется цепная передача *26*.

Механизм крепления и нагружения колеса силой $G_к$ представляет собой колесную рамку *3* (рис. 2*б*) с установленным на ней колесом *7*, шарнирно скрепленную планками *19* с нагружающей рамкой *37*. Рамка *37* монтируется к раме стенда *1*. Прижатие колеса *7* к опорным роликам *6* и *15* происходит за счет установки груза 2 на нагружающую рамку 37 [7]. Пружина *36* передает вес грузов на колесную рамку 3 и при этом позволяет ей с колесом *7* свободно перемещаться относительно роликов, создавая условия для фиксирования значения величины тормозной силы $F_т$ датчиком 25 [7].

Измерительная система измеряет и регистрирует параметры процессов, протекающих в пятне контакта эластичной шины с двумя цилиндрическими опорами. Результатом работы измерительной системы являются полученные зависимости нормальной $R_Z = f(t)$ и касательной $R_X = f(t)$ реакций, а также угловых скоростей вращения колеса $\omega_к = f(t)$ и опорных роликов $\omega_Б = f(t)$ по времени. Это позволяет рассчитывать значения величины проскальзывания S и строить (φ–s)-диаграммы [5, 7].

Измерительная система стенда включает группу силовых и кинематических измерительных устройств, а также блок питания измерительной аппаратуры и блок приема сигналов.

Группу кинематических измерительных устройств можно разделить на две подгруппы:

- подгруппа измерения частоты вращения колеса $\omega_к$, состоящая из датчика оптопара 8 и преобразователя сигнала 10, измеряющих частоту вращения колеса 7 (рис. 2*а*);
- подгруппа измерения частоты вращения опорных роликов $\omega_Б$, состоящая из датчика оптопара 14 и преобразователя сигнала 12, измеряющих частоту вращения роликов.

Группа силовых измерительных устройств включает две подгруппы:

- подгруппа измерения удельной нормальной R_Z и удельной касательной R_x реакций, состоящая из тензометрических датчиков *4* и *11*, уси-

лителей сигналов *5* и *13*, расположенных внутри опорных роликов *6* и *15*. Для снятия сигналов с датчиков на раме 1 стенда смонтированы токосъемные коллекторы *9* и *16* [7]. Внешний вид датчика изображен на рис. 3;

- подгруппа измерения суммарной тормозной силы $F_т$, состоящая из: датчика силы *25* (рис. 2*б*) и усилителя сигнала *23*. Связь между измерительным элементом датчика *25* и колесной рамкой 3 осуществляется за счет тяги 24 [7].

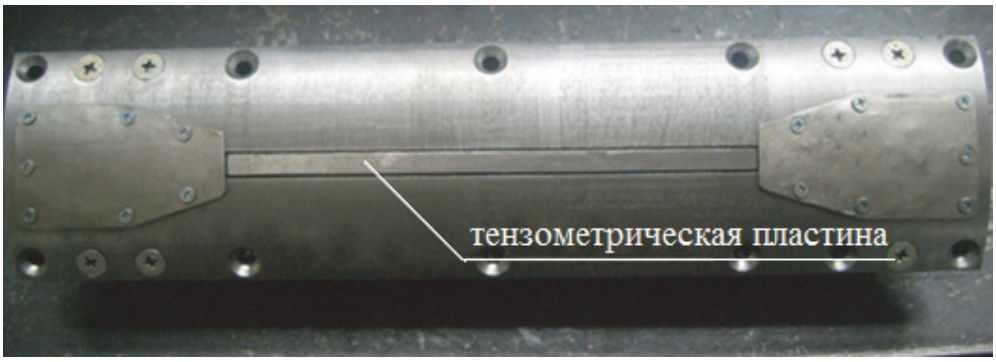


Рис. 3. Внешний вид тензометрического датчика для измерения напряжений в пятне контакта эластичной шины с опорной поверхностью опорного ролика

Питание датчиков, усилителей и преобразователей поступает от блока *21* (рис. 2*а*), соединенного с блоком питания *22*. Сюда же поступают и сигналы от датчиков. Таким образом, все регистрируемые параметры поступают на блок приема сигнала *21*, к которому подключается аналогово-цифровой преобразователь L-CardE-140M. Дальнейшая обработка результатов измерений выполняется в компьютере на программном уровне [3, 5, 7]. Для этого используется программа L-Graf, позволяющая строить графики зависимостей $R_Z = f(t)$; $R_X = f(t)$; $F_т = f(t)$; $\omega_к = f(t)$; $\omega_Б = f(t)$.

Управление стендом осуществляет оператор с пульта управления *1* (рис. 1), представляющего собой стол, внутри которого расположены:

1) блок управления силовой установкой, включающий в себя выключатели электродвигателей, выключатель блока питания микросхем, переключатель направления движения платформы (для опытов с плоской опорной поверхностью), аварийный выключатель всей системы электроснабжения стенда, а также преобразователь частоты переменного тока для питания электродвигателя, приводящего во вращение колесо;

2) блок питания микросхем усилителей и преобразователей сигналов датчиков и блока приема сигналов датчиков;

3) блок приема сигналов датчиков, принимающий сигналы датчиков и передающий в едином канале сигнал на аналогово-цифровой преобразователь для последующей обработки данных экспериментальных исследований на компьютере;

4) источник тока (220 В) для питания компьютера и оборудования стенда.

Уникальная конструкция стенда позволяет проводить объективные исследования процессов взаимодействия эластичной шины не только с двумя, но и с одним опорным роликом. Установка на стенд стола с продольным перемещением позволяет выполнять исследования процессов взаимодействия эластичной шины с плоской опорной поверхностью.

Список литературы

1. Кулько П.А., Ушаков К.В. Государственный технический осмотр. Проблемы и решения // Автотранспортное предприятие. 2005. № 9. С. 15–19.

2. Федотов А.И., Бойко А.В., Потапов А.С. О повторяемости измерений параметров процесса торможения автомобиля на стенде с беговыми барабанами // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2008. Т. 33. № 1. С. 63–71.

3. Федотов А.И. Диагностика автомобиля. Иркутск, 2012.

4. Федотов А.И. Технология и организация диагностики при сервисном сопровождении. М., 2015.

5. Бойко А.В. Совершенствование метода диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стендах с беговыми барабанами: дисс. … канд. техн. наук. Иркутск, 2008.

6. Федотов А.И., Бойко А.В. Эффективность стендовых методов контроля тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации // Проблемы диагностики и эксплуатации автомобильного транспорта. Иркутск, 2009. С. 115–125.

7. Федотов А.И., Бойко А.В., Халезов В.П. Экспериментальные исследования процесса взаимодействия эластичного колеса с беговым барабаном и дорогой // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2012. № 9 (68). С. 157–163.

УДК 69.002.51:621.225.2

Д.Ю. Кобзов, В.Г. Губанов
Братский государственный университет

О совершенствовании длинноходовых гидроцилиндров

Негативным проявлением роста единичных мощностей дорожных и строительных машин (ДСМ) применительно к гидроцилиндрам привода их рабочего оборудования является увеличение уровня давления рабочей жидкости гидросистем, повышение скорости перемещения штока и его хо-

© Кобзов Д.Ю., Губанов В.Г., 2016

да, а следовательно, рост геометрических размеров гидроцилиндров и, как правило, интенсивности их использования во времени [1].

Следствием этого является резкое увеличение эксплуатационных нагрузок, ухудшение условий и режима функционирования гидроцилиндров, а вслед за этим – неизбежное снижение их надежности, в лучшем случае. В худшем – не исключена вероятность создания заранее неработоспособного гидроцилиндра [1].

В настоящее время в качестве гидродвигателей возвратно-поступательного действия гидрофицированного рабочего оборудования многозвенных ДСМ широко применяются гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком [1].

Их классификация и назначение, устройство и виды исполнения, принцип действия и условия применения, а также схемы кинематического включения и гидравлического подключения достаточно подробно изложены в многочисленных трудах отечественных и зарубежных ученых.

Основным недостатком существующей конструкции длинноходового гидроцилиндра является то, что до приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия он имеет полный прогиб, определяемый как сумма прогиба в результате несоосности его основных несущих элементов (штока и гильзы), обусловленного наличием зазоров в его сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка», прогиба в результате наличия возможного начального (технологического) искривления длинномерных элементов (штока и корпуса), регламентируемого технологическим допуском на непрямолинейность изготовления длинномерных изделий, а также прогиба от действия поперечных сил – весов этих элементов [1].

После приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия, то есть при подаче под давлением жидкости в поршневую полость гидроцилиндра, полная деформация гидроцилиндра увеличивается и, будучи плечом приложения этого усилия, приводит к возрастанию полного изгибающего момента.

Как результат – рост действующих в штоке напряжений и, соответственно, появление у него пластических деформаций, а вслед за этим – потеря гидроцилиндром работоспособности в результате заклинивания штока с поршнем в корпусе (гильзе) гидроцилиндра [2–5].

Кроме этого, функциональное нагружение силового гидроцилиндра приводит к увеличению реакций в его подвижных герметизируемых сопряжениях, что значительно ухудшает условия работы элементов этих сопряжений, повышает в них температуру и увеличивает интенсивность изнашивания [6].

По мере изнашивания трущихся поверхностей элементов гидроцилиндра, приводящего, опять-таки, к увеличению его полной деформации, соответственно, к увеличению действующих продольных и поперечных

нагрузок; условия эксплуатации гидроцилиндра ухудшаются с большей интенсивностью, следствием чего является снижение его надежности как по несущей, так и по герметизирующей способности [4, 7–10].

Анализ эксплуатационной надежности (ДСМ) доказывает, что в их гидроприводе максимальный процент отказов приходится на долю гидроцилиндров.

Перечисленные недостатки традиционной конструкции длинноходового гидроцилиндра могут быть устранены путем приведения гидроцилиндра из состояния продольно-поперечного изгиба в состояние устойчивости или близком к таковому через поддержку корпуса (гильзы) гидроцилиндра сенсорной промежуточной опорой (рис. 1).

При этом интерес представляют возможные варианты поддержки традиционного гидроцилиндра (рис. 2) в зависимости от величины усилия F поддержки и характеристик работоспособности перспективного гидроцилиндра, а именно:

- отсутствие реакции в подвижном уплотняемом сопряжении «шток – направляющая втулка» (точка 1), то есть $R_1 = 0$ (рис. 3);
- отсутствие реакции в подвижном уплотняемом сопряжении «поршень – гильза» (точка 2), то есть $R_2 = 0$ (рис. 4);
- отсутствие полного прогиба y_T гидроцилиндра в точке соединения корпуса гидроцилиндра с поддерживающей опорой, то есть $y_T = 0$ (рис. 5), что практически сопровождается отсутствием полного прогиба штока гидроцилиндра.

Как показывают исследования, наиболее предпочтительным вариантом поддержки гидроцилиндра следует считать схему с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой, реализующей усилие поддержки $F_{(R_1=0)}$, что дополнительно разгружает наименее надежное сопряжение гидроцилиндра «шток – направляющая втулка», граничащее с окружающей средой, насыщенной абразивной пылью.

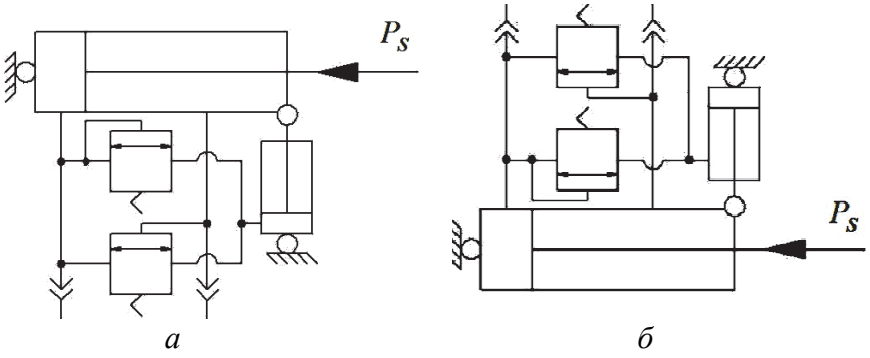


Рис. 1. Принципиальная схема сенсорной поддержки гидроцилиндра по а. с. СССР № 1386758 и № 1735620, по патентам РФ № 2046893 и № 2050479: *a* – поддержка снизу; *b* – поддержка сверху

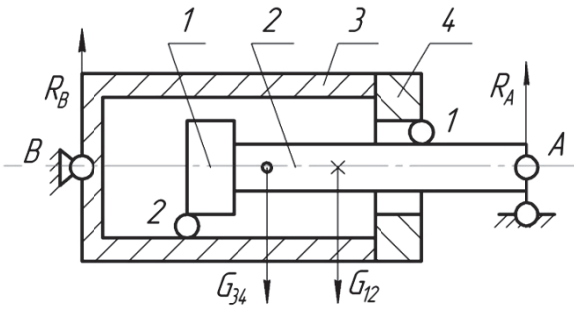


Рис. 2. Схема гидроцилиндра: *1* – поршень; *2* – шток; *3* – гильза (корпус); *4* – направляющая втулка

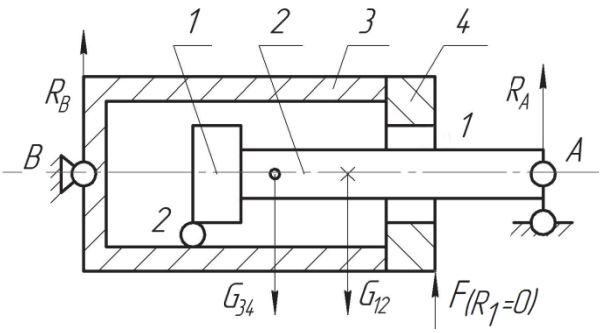


Рис. 3. Принципиальная схема поддержки гидроцилиндра усилием $F_{(R_1=0)}$

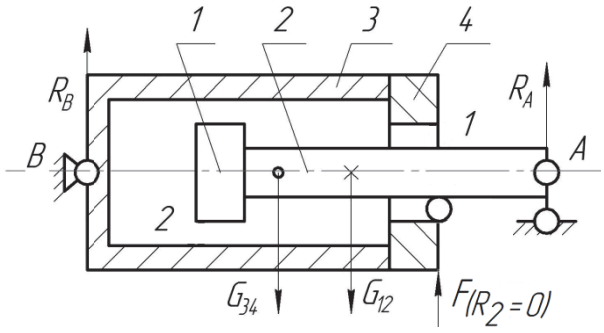


Рис. 4. Принципиальная схема поддержки гидроцилиндра усилием $F_{(R_2=0)}$

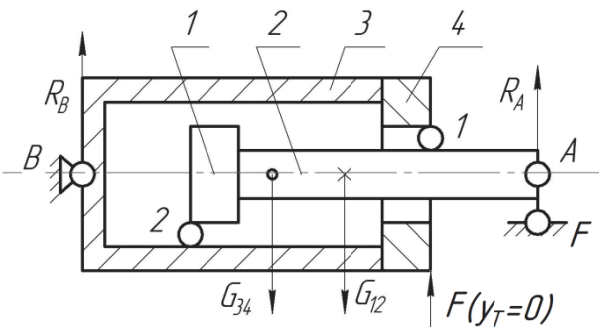


Рис. 5. Принципиальная схема поддержки гидроцилиндра усилием $F_{(y_T=0)}$

Снижение действующих в подвижных уплотняемых сопряжениях «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза» реакций R_1 до нуля и R_2 более чем в семь раз способствует значительному снижению интенсивности изнашивания образующих их элементов, что повышает долговечность гидроцилиндра.

При создании промежуточной сенсорной поддерживающей опоры необходимо учитывать нелинейный характер поддерживающего усилия *F*. При этом во внимание необходимо принимать кинематические особенности конструкции рабочего оборудования конкретной гидрофицированной многозвенной ДСМ, а в качестве характеристик рабочего процесса гидроцилиндра рассматриваются: величина текущего положения его штока и значение угла наклона гидроцилиндра к поверхности тяготения.

Думается, все вышеизложенное свидетельствует об актуальности исследовательских работ в этом направлении, результаты которых направлены на повышение эффективности гидрофицированных ДСМ в целом.

Список литературы

1. Кобзов Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 1. Конструкция. Надежность. Перспективы развития. Братск, 1998.

2. Кобзов Д.Ю., Усова С.В. Экспресс-диагностика несущей способности гидроцилиндров машин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Научный журнал ИрГУПС. Иркутск, 2009. № 3 (23). С. 174–179.

3. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Трофимов А.А. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения. Братск, 1999.

4. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 5. Техническое диагностирование / Д.Ю. Кобзов, С.П. Ереско, А.А. Трофимов, А.Ю. Кулаков, В.В. Жмуров. Братск, 2011.

5. О механизме заклинивания гидроцилиндра / Д.Ю. Кобзов, В.А. Тарасов, С.П. Ереско, В.В. Жмуров, И.О. Кобзова // Системы. Методы. Технологии. Братск, 2015. № 1 (25). С. 66–72.

6. О реакциях в сопряжениях гидроцилиндра / Д.Ю. Кобзов, В.Г. Губанов, В.В. Жмуров, И.О. Кобзова, Д.С. Корякина // Системы. Методы. Технологии. Братск, 2015. № 4 (28). С. 62–67.

7. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 3. Несущая способность / Д.Ю. Кобзов, В.Л. Лапшин, В.А. Тарасов, В.В. Жмуров. Братск, 2011.

8. Сергеев А.П., Кобзов Д.Ю., Лханаг Д. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 4. Герметизирующая способность. Братск, 2003.

9. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П. Методика определения эксцентриситета в опорах крепления гидроцилиндра // Горное оборудование и электромеханика. М., 2009. № 3. С. 38–43.

10. Кобзов Д.Ю., Кобзов А.Ю., Жмуров В.В. О расчете экономической эффективности модернизации гидроцилиндров ДСМ // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Иркутск, 2008. № 3 (19). С. 26–30.

УДК 621.926

Г.С. Гришко
Сибирский федеральный университет

Эволюционное исследование конструктивных схем оборудования для диспергирования и гомогенизации

Для проектирования эффективного измельчающего и перемешивающего оборудования, которое применяется для приготовления различных дорожно-строительных материалов (раствора, бетона, краски, грунто-

© Гришко Г.С., 2016

вых и асфальтобетонных смесей и т. д.), необходимо сформулировать требования к его конструкции с учетом современных и перспективных тенденций в соответствующей области техники.

Этого можно достичь путем прогнозирования развития конструктивной схемы на основе анализа патентной информации. Патентная информация является наиболее актуальной и объективной. На основе ее анализа можно выделить перспективные конструктивные схемы и основные тенденции развития роторных аппаратов для гидромеханической обработки гетерогенных сред.

Предложено провести эволюционное исследование и анализ конструкций роторных аппаратов для гидромеханической обработки (диспергирование, измельчение, перемешивание, гомогенизация, эмульгирование и т.д.) с применением математического аппарата теории графов [1] и современного программного продукта пакета – Gephi 0.8.1 [2].

Основная идея исследования состоит в следующем. Поиск основных направлений совершенствования и тенденций развития роторных аппаратов гидромеханической обработки гетерогенных сред следует проводить путем анализа патентной базы данных технических решений в определенном классе международной патентной классификации с представлением ее в виде ориентированного графа. При этом узлы графа представляют собой отдельные изобретения, которые связываются между собой ребрами по направлению от наиболее близкого технического решения (прототипа) к рассматриваемому изобретению.

Подобное представление массива патентной информации позволяет определить группы родственных технических решений (отдельные кластеры), т. е. провести классификацию, выявить основные тенденции и направления развития технической системы (с учетом длины цепи технических решений), определить технические решения, оказывающие наиболее существенное влияние на развитие предметной области (по числу исходящих связей), сформулировать требования к перспективной конструкции роторного аппарата для гидромеханической обработки гетерогенных сред.

Методика проведения исследований включала в себя следующие этапы:

1. Определение основного класса международной патентной классификации (МПК) для проведения исследований.

2. Формирование массива изобретений в данном классе по базе данных изобретений РФ [3].

3. Построение поля узлов графа по данным сформированного массива изобретений, в котором вершины представляют собой найденные изобретения.

4. Соединение узлов графа ребрами, при котором направление ребра выбирается от наиболее близкого технического решения (прототипа) к следующему изобретению.

5. Поиск цепочек технических решений, в которых найденные в анализируемом классе МПК технические решения являются прототипами.

6. Посторонние ориентированного графа эволюции технических решений.

7. Анализ полученного графа методами дискретной математики с помощью специализированного программного обеспечения.

8. Формулирование требований к конструкции перспективного роторного аппарата для гидромеханической обработки гетерогенных сред.

В качестве основного класса международной патентной классификации (МПК) для проведения исследований по конструкциям роторных гидромеханических аппаратов был выбран класс B01F 7/12 – «Смесители с вращающимися перемешивающими устройствами в неподвижных резервуарах, с цилиндрами, вращающимися вокруг горизонтальной или наклонной оси». В результате поиска в базе данных ФИПС первоначально было найдено 45 изобретений с 1934 по 2012 г., соответствующих данному классу.

Далее каждое из найденных технических решений было проверено на использование в качестве прототипа другого изобретения, не обязательно соответствующего выбранному классу МПК, и найденные цепочки изобретений также были занесены в анализируемый массив изобретений.

В результате был сформирован массив из 82 изобретений, которые представляют собой узлы ориентированного графа.

Далее между узлами графа были созданы ребра, направление которых выбиралось от наиболее близкого технического решения (прототипа) к следующему изобретению, и построены соответствующие цепочки технических решений.

В результате было построено 48 направленных ребер и сформирован граф графа эволюции технических решений в области гидромеханических роторных устройств. Граф технических решений в программном продукте Gephi представлен на рис. 1.

В результате проведенных исследований было установлено, что в патентной сетке, отражающей развитие конструкций гидромеханических аппаратов, можно выделить 6 основных кластеров (модулей), в которых патенты связаны между собой в сеть отношением прототип-изобретение с числом узлов 3 и более.

Основные выявленные кластеры (модули) конструкций аппаратов для гидромеханической обработки среды:

1. Гидроударные сопловые роторные аппараты и процессы.

2. Использование гидромеханических аппаратов и процессов для приготовления композиционного топлива, в основном водоугольных суспензий.

3. Роторно-импульсные аппараты, в которых развитие идет по пути повышения рабочей частоты и интенсивности акустического поля за счет

использования эффектов гидравлического удара, интерференции и сложения акустических волн, подбора размеров и числа щелей в роторе и статоре [4]. Дальнейшее повышение эффективности для аппаратов подобного типа связано с видоизменением зазора между ротором и статором, а в частности, с выполнением на поверхности ротора в зазоре канавок определенной формы и размеров [5, 6].

4. Роторно-импульсные аппараты с вращающимися дисками (переход к полисистеме). Диски могут иметь концентрические цилиндры с радиальными отверстиями [7] с дальнейшим добавлением в цилиндры торцевых отверстий, сообщенных с радиальными [8]. Другим конструктивным вариантом может быть выполнение на дисках отбойников в виде цилиндров овального сечения, которые ориентируются под определенным углом [9].

5. Роторно-импульсные аппараты, в которых идет развитие формы и размеров прорезей: скругление передних и задних кромок [10], добавление к задней кромке криволинейной пластины и наклон прорези на определенный угол [11], стенки каналов ротора образованы дугой окружности [12].

6. Роторные аппараты, в которых обработка ведется в зазоре между соосными коническими рабочими поверхностями, с развитием формы зазора [13–15].

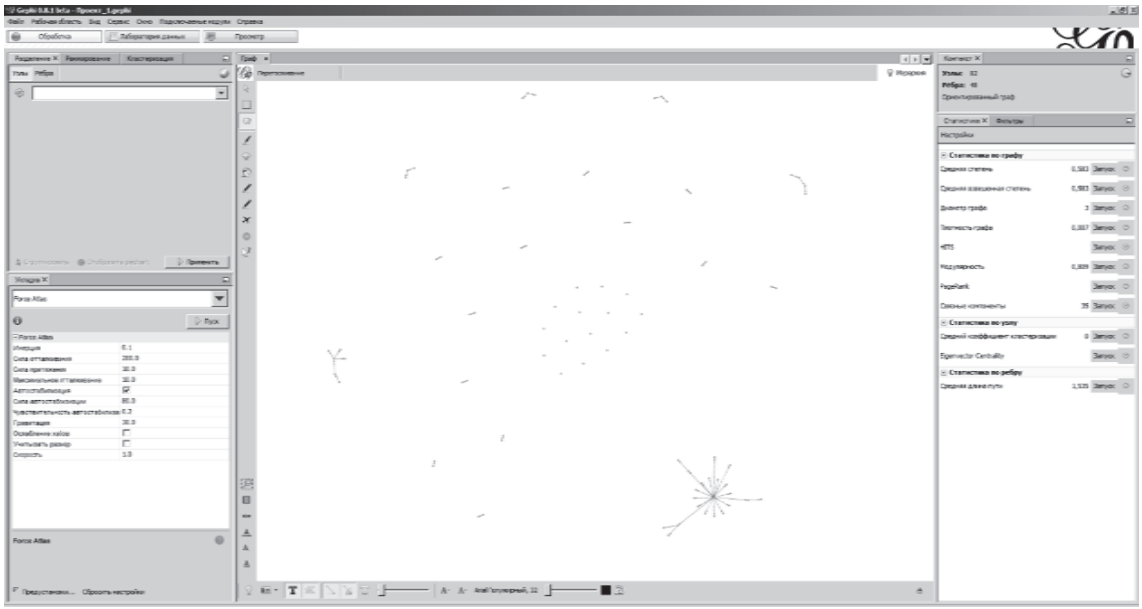


Рис. 1. Граф технических решений в программном продукте Gephi

Наиболее перспективным направлением развития роторных аппаратов для гидромеханической обработки гетерогенных сред являются гидроударные роторные аппараты и, в частности, аппарат по [16]. В исследуемой патентной сети он является узлом с наибольшей исходящей мощностью, т. е. является прототипом для 15 устройств и образует три линии развития.

Первая линия развития – использование роторных гидроударных аппаратов для нагревания среды [17, 18]. Может применяться для исключения дополнительного нагревателя. Отличительным признаком в перспективной конструкции будет являться выбор и изменение частоты квантования импульсов в зависимости от параметров рабочей среды (введение управления с обратной связью).

Вторая линия развития – выполнение каналов в роторе в виде полых изогнутых резонаторов с короткой и длинной стенками, т. е. повышение эффективности работы за счет использование эффекта резонанса [19]. Данное направление является наиболее перспективным. В рассматриваемом техническом решении применен лишь один из возможных вариантов использования резонанса, и далеко не самый эффективный. Дальнейшее повышение эффективности связано с переходом к бисистеме, в которой роторное колесо выполнено с двусторонним входом, двумя внутренними полостями и имеет два ряда каналов. Наличие основного и дополнительного патрубков входа корпуса аппарата позволяют осуществить двухсторонний подвод обрабатываемой среды в виде суспензии. Это, в свою очередь, дает возможность увеличить частоту следования импульсов давления, возникающих при перекрытии каналом роторного колеса статором [20].

Третья линия развития – применение в рабочей камере дополнительных резонаторов, настраиваемых на определенную частоту с возможностью их замены на резонаторы с другой частотой [21] с дальнейшим переходом к осевому расположению сопловых каналов в роторе и дополнительных резонаторов [22] или установкой дополнительных резонаторов соосно конфузорам в статоре [23].

Анализируя направления совершенствования базового технического решения по [16], можно сделать вывод, что развитие гидроударных роторных аппаратов идет по следующим основным направлениям:

1. Интеграция элементов ротора между собой, при которой, например, перемычки ротора выполняются заодно с лопатками [24].

2. Выполнение статора в виде соплового аппарата, с сужающимися в направлении движения жидкости соплами [25].

3. Совершенствование формы каналов ротора и, в частности, выполнение каналов ротора в виде бумеранга [26].

4. Использование в роторе двух типов каналов, отличающихся формой, – каналы-сопла и каналы-конфузоры [27].

5. Переход к схеме из двух роторов, вращающихся навстречу друг другу [28, 29].

6. Уточнение геометрических параметров каналов ротора и статора [30].

7. Переход к полисистеме, состоящей из нескольких последовательно установленных комплектов рабочих органов ротор-статор по типу многосекционного насоса [31].

Наиболее перспективными направлениями и тенденциями развития гидроударных устройств являются:

1. Совершенствование применения эффекта резонанса и в первую очередь организация резонансного режима в потоке (резонанс с потоком, а не с резонатором) для усиления амплитуды колебаний давления, возникающих в сужающихся каналах ротора (статора) при гидравлическом ударе после перекрытия канала.

2. Согласование между собой основных размеров ротора/статора и скорости перекрытия каналов (с определением наиболее эффективных диапазонов).

3. Выбор наиболее оптимальной формы (для обеспечения технологичности конструкции) и расположения каналов (для генерации гидравлических ударов высокой интенсивности). Здесь имеется в виду, что для получения гидравлического удара в канале со скоростью перекрытия, осуществимой при прямом приводе двигателем промышленной частоты, длина канала получается очень большой, что вызывает определенные конструктивные трудности при радиальном расположении канала.

4. Использование оппозитно вращающихся роторов для увеличения скорости перекрытия и регулирования резонансного режима работы.

Список литературы

1. Татт У. Теория графов. М., 1988.

2. http://gephi.org/

3. http://www.fips.ru/

4. А. с. № 495862 СССР. Устройство для создания акустических колебаний в проточной жидкой среде / В.М. Варламов, А.И. Сопин, В.Ф. Юдаев [и др.]. № 1754068; заявл. 01.03.1972; опубл. 05.08.1976, Бюл. № 29.

5. А. с. № 512802 СССР. Устройство для создания акустических колебаний в проточной жидкой среде / В.М. Варламов, А.И. Сопин, В.Ф. Юдаев [и др.]. № 2099244, заявл. 05.05.1976; опубл. 05.05.1976, Бюл. № 17.

6. Пат. № 2165787 РФ. Роторный аппарат / М.А. Промтов, М.В. Монастырский. № 99119412/12, заявл. 06.09.1999; опубл. 27.04.2001.

7. А. с. № 243574 СССР. Диспергатор для приготовления пропитывающих веществ / В.М. Шиловский, Ю.В. Мельников, Н.П. Васильновский [и др.]. № 1071706; заявл. 15.04.1966;опубл. 14.5.1969, Бюл. № 17.

8. А. с. № 1139629 СССР. Смеситель для полимерных материалов / Г.А. Волконовская, А.В. Дебкова, Е.П. Истратова, [и др.]. № 3675601; заявл. 28.12.1983; опубл. 15.02.1985, Бюл. № 6.

9. Пат. № 2151636 РФ. Активатор / В.В. Иваницкий, Ю.В. Гудков, О.Д. Чернов [и др.]. № 98110336/12, заявл. 02.06.1998; опубл. 27.06.2000.

10. А. с. № 789147 СССР. Роторный аппарат / В.Ф. Юдаев, Л.С. Аксельрод, В.И. Биглер [и др.]. № 2513000; заявл. 27.07.1977; опубл. 23.12.1980, Бюл. № 47.

11. А. с. № 1579549 СССР. Роторный аппарат / Д.О. Иванов, Е.А. Мандрыка, В.С. Шубин [и др.]. № 4271383; заявл. 29.06.1987; опубл. 23.07.1990, Бюл. № 27.

12. Пат. № 2161062 РФ. Роторный аппарат / С.Г. Чиргин, А.В. Тараканова. № 99106100/12, заявл. 24.03.1999; опубл. 27.12.2000.

13. А. с. № 469481 СССР. Устройство для гомогенизации паст / И.М. Танченко, Н.Г. Вилесов, С.А. Свищук [и др.]. № 1791177; заявл. 30.05.1972; опубл. 05.05.1975, Бюл. № 17.

14. Пат. № 2019282 РФ. Устройство для гомогенизации паст и пульп / Э.Г. Медведев, В.Г. Василенко, В.А. Романов [и др.]. № 4811933/26, заявл. 09.04.1990; опубл. 15.09.1994.

15. Пат. № 2026109 РФ. Диспергатор гидроударного действия / В.И. Тумченок. № 4947208/05, заявл. 20.06.1991; опубл. 09.01.1995.

16. А. с. № 1586759 СССР. Роторный аппарат гидроударного действия / Г.А. Сайпеев. № 4422488; заявл. 06.05.1988; опубл. 23.08.1990, Бюл. № 31.

17. Пат. № 2065127 РФ. Способ нагревания воды в роторном аппарате / Г.А. Сайпеев. № 93049876/06, заявл. 02.11.1993; опубл. 10.08.1996.

18. Пат. № 2137983 РФ. Вихревая система отопления / Р.К. Чуркин, Д.Р. Чуркин. № 98105959/06, заявл. 27.03.1998; опубл. 20.09.1999.

19. Пат. № 2067022 РФ. Роторный аппарат гидроударного действия / Г.А. Сайпеев. № 94004522/26, заявл. 08.02.1994; опубл. 27.09.1996.

20. Пат. № 2149680 РФ. Устройство для растворения, эмульгирования и диспергирования различных материалов / С.Г. Чиригин. № 99106101/12, заявл. 24.03.1999; опубл. 27.05.2000.

21. Пат. № 2203738 РФ. Способ измельчения труднообогатимых руд и кавитационный диспергатор для его осуществления / А.Н. Анушенков, Г.Р. Бочкарев, Ю.М. Леконцев [и др.]. № 2001121131/03, заявл. 26.07.2001; опубл. 10.05.2003.

22. Пат. № 2301112 РФ. Способ измельчения полезных ископаемых и кавитационный диспергатор для его осуществления / А.Н. Анушенков, А.М. Фрейдин, П.Ю. Ворошилов [и др.]. № 2005138245/03, заявл. 08.12.2005; опубл. 20.06.2007.

23. Пат. № 2317849 РФ. Гидроударно-кавитационный диспергатор для приготовления углерод-углеродных композиций / В.К. Фризоргер, В.Х. Манн, А.Н. Анушенков [и др.]. № 2005128169/15, заявл. 12.09.2005; опубл. 27.02.2008.

24. Пат. № 2019281 РФ. Роторный аппарат гидроударного действия «Сампо» / Э.М. Богушевский, А.Ю. Губарь, А.В. Канцель [и др.]. № 92005650/26, заявл. 10.11.1992; опубл. 15.09.1994.

25. Пат. № 2040962 РФ. Роторный диспергатор / Г.В. Кореневский. № 92008509/26, заявл. 25.11.1992; опубл. 09.08.1995.

26. Пат. № 2050959 РФ. Роторный аппарат гидроударного действия «Аргус» / Г.А. Сайпеев. № 93026139/26, заявл. 06.05.1993; опубл. 27.12.1995.

27. Пат. № 2080167 РФ. Роторный аппарат гидроударного действия / О.Ю. Никишин. № 95115215/25, заявл. 29.08.1995; опубл. 27.05.1997.

28. Пат. № 2094108 РФ. Диспергатор / С.К. Илиополов, В.Г. Кочерга, Н.Н. Бескопыльный [и др.]. № 95116322/25, заявл. 19.09.1995; опубл. 27.10.1997.

29. Пат. № 2138335 РФ. Способ приготовления водоугольной суспензии и роторный гидроударный аппарат для его осуществления / М.В. Курленя, А.Н. Анушенков, А.М. Фрейдин [и др.]. № 98107595/03, заявл. 17.04.1998; опубл. 27.09.1999.

30. Пат. № 2264850 РФ. Диспергатор / В.В. Сидоров, А.Ф. Моторин, И.А. Жирноклеев [и др.]. № 2003118201/15, заявл 19.06.2003; опубл. 27.11.2005.

31. Пат. № 2185244 РФ. Способ получения жидкого композиционного топлива и дезинтегратор и устройство гидроударного действия для его осуществления / В.С. Баев. № 2000120111/03, заявл. 27.07.2000; опубл. 20.07.2002.

УДК 621.87

Р.А. Мендекеев, М.С. Тургунбаев
Кыргызский государственный университет строительства,
транспорта и архитектуры им. Н. Исанова
Таласский государственный университет

Энергоемкость разрушения грунта, содержащего каменистые включения, рабочим органом землеройной машины

Исследования показывают, что наличие даже 5–7 % каменистых включений в грунте в значительной степени затрудняет работу землеройных машин, а в определенных условиях делает ее практически невозможной. Согласно данным Земельного кадастра Кыргызской Республики (КР), площадь каменистых грунтов только в зоне земледелия составляет ок. 3809 тыс. га, в т. ч. среднекаменистых – 1495 тыс. га и сильнокаменистых – 836 тыс. га [1].

Категория грунтов, разрабатываемых землеройными машинами, нормируется энергоемкостью их разрушению, которая оценивается числом ударов вдавливания наконечника плотномера [2]. Один и тот же грунт, в зависимости от влажности, по трудности разработки может быть отнесен к разным группам, а также грунты содержат крупнообломочные включения. Эти и другие факторы изменяют энергоемкость грунтов разрушению, а определение ее опытным путем требует немалых затрат средств и време-

© Мендекеев Р.А., Тургунбаев М.С., 2016

ни. Поэтому аналитическое определение энергоемкости разрушения грунта, в частности грунта, содержащего каменистые включения, представляет собой актуальную задачу. Под энергоемкостью разрушения грунта с крупными каменистыми включениями ($Э_{кв}$) понимается количество затраченной работы ($A_{кв}$) на разрушение единицы объема грунта ($V_{кв}$):

$$Э_{кв} = \frac{A_{кв}}{V_{кв}}. \quad (1)$$

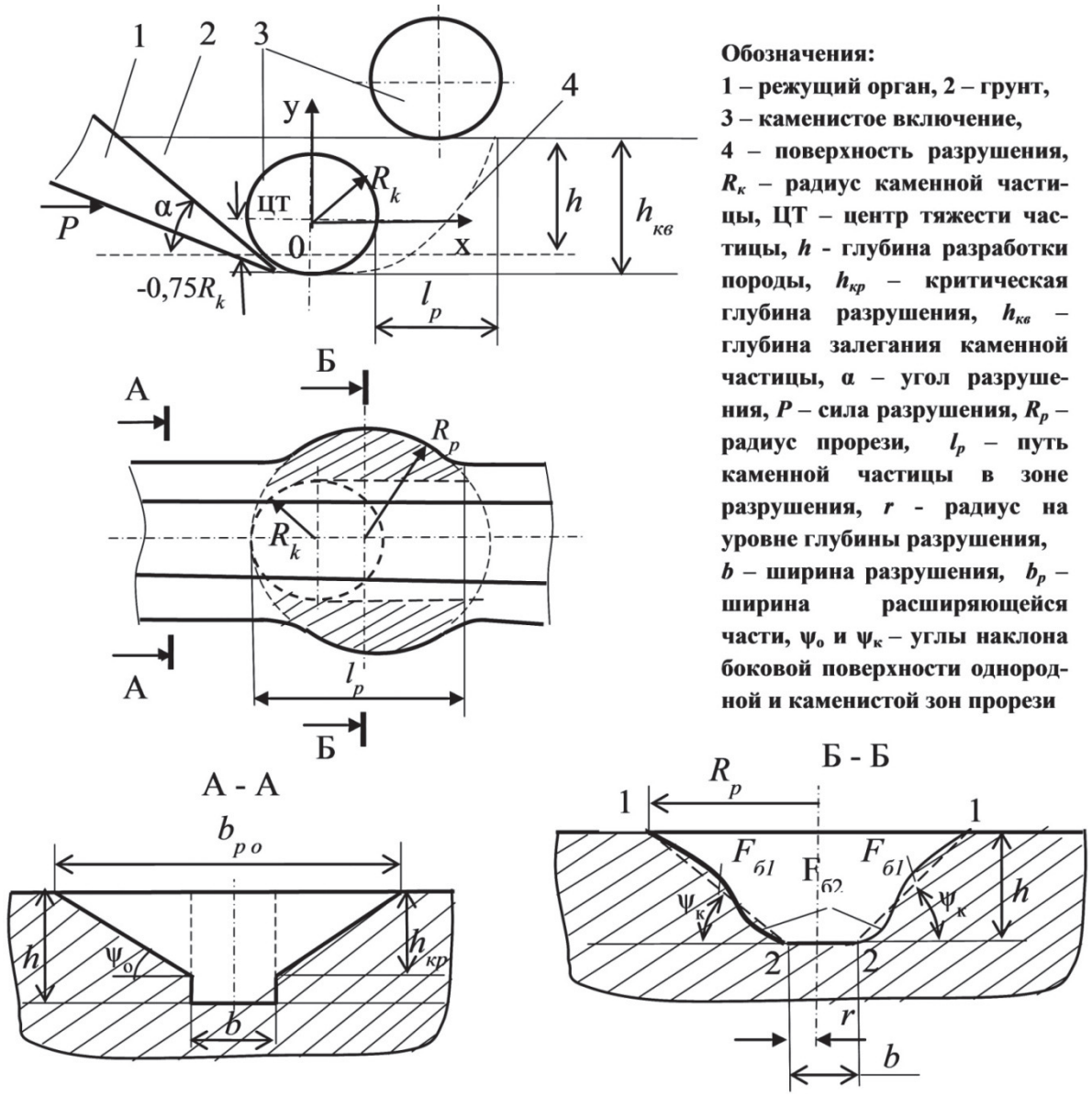
Для определения энергоемкости разрушения таких грунтов нами были проведены теоретические и экспериментальные исследования на специальном стенде [3–5]. Было установлено, что количество затраченной энергии зависит от схемы разрушения грунта и соотношения радиуса каменистого включения (каменной частицы) с глубиной разрушения [4]. Рассматриваются следующие граничные условия разрушения грунта: режущий орган действует ниже центра тяжести каменной частицы, т. е. разрушение с выкатыванием каменной частицы на поверхность грунта; радиус частицы меньше глубины разрушения (рис. 1). Прочностные свойства и режимы разрушения грунта с каменной частицей приведены в табл. 1. В экспериментах применялись каменные частицы с шаровидной формой со средними радиусами, приведенными в табл. 2.

Радиус каменной частицы не превышает глубины разрушения, т. е. $R_{к\ ср} \le h$.

Процесс разрушения грунта с каменистой частицей снимался двумя цифровыми видеокамерами, позволяющими фиксировать изменение силы разрушения в зависимости от времени и пути движения режущего элемента [6].

На рис. 2 показано изменение силы разрушения грунта с каменной частицей в зависимости от времени.

Анализ рис. 2 показывает, что в зоне, где содержится каменная частица, наблюдается резкое увеличение силы разрушения грунта, причем формы кривых от среднего значения асимметричны. Высокие значения сил смещаются в сторону начала разрушения грунта с каменной частицей. Это можно объяснить тем, что в начальной зоне разрушения грунта с каменной частицей накапливается максимальная энергия разрушения. Из графиков видно также, что с возрастанием геометрического размера, т. е. радиуса каменной частицы, значение сил разрушения грунта повышается. Сила изменяется во времени и зависит от пути режущего элемента рабочего органа землеройной машины. Разбивая данный график на элементарные участки, можно выделить два уровня: среднестатистическая сила разрушения – $P_{срэ}$ и отклонения элементарных сил разрушения грунта от среднестатистической – P_i. Отклонения сил соответствуют зоне, где содержится каменистое включение, и изображены графически на рис. 3.



Обозначения:
1 – режущий орган, 2 – грунт, 3 – каменистое включение, 4 – поверхность разрушения, $R_к$ – радиус каменной частицы, ЦТ – центр тяжести частицы, h - глубина разработки породы, $h_{кр}$ – критическая глубина разрушения, $h_{кв}$ – глубина залегания каменной частицы, α – угол разрушения, P – сила разрушения, R_p – радиус прорези, l_p – путь каменной частицы в зоне разрушения, r - радиус на уровне глубины разрушения, b – ширина разрушения, b_p – ширина расширяющейся части, ψ_o и $\psi_к$ – углы наклона боковой поверхности однородной и каменистой зон прорези

Рис. 1. Схема разрушения с выдвиганием каменной частицы из массива грунта

Таблица 1

Исходные данные эксперимента при разрушении грунта

Заполнитель – суглинок						Разрушение грунта с каменной частицей				
Влажность, %	Число ударов, C_0	Объем. вес, γ, Н/м^3	Сцепление, C, Н/м^2	Угол внутр. трен., φ, град.	Угол внеш. трен., φ_0, град.	Угол разруш., α, град.	Глубина разраб., h, м	Ширина разруш., b, м	Схема разрушения	Схема действия сил
13,5	4–5	19 900	29 000	32	24	45	0,15	0,2	блокир.	ниже ЦТ

Таблица 2

Средние радиусы каменных частиц в экспериментах

№	R_{kcp}, м	№	R_{kcp}, м	№	R_{kcp}, м	№	R_{kcp}, м	№	R_{kcp}, м
1	0,045	3	0,0725	5	0,0925	7	0,115	9	0,1225
2	0,051	4	0,0755	6	0,107	8	0,1188	10	0,1425

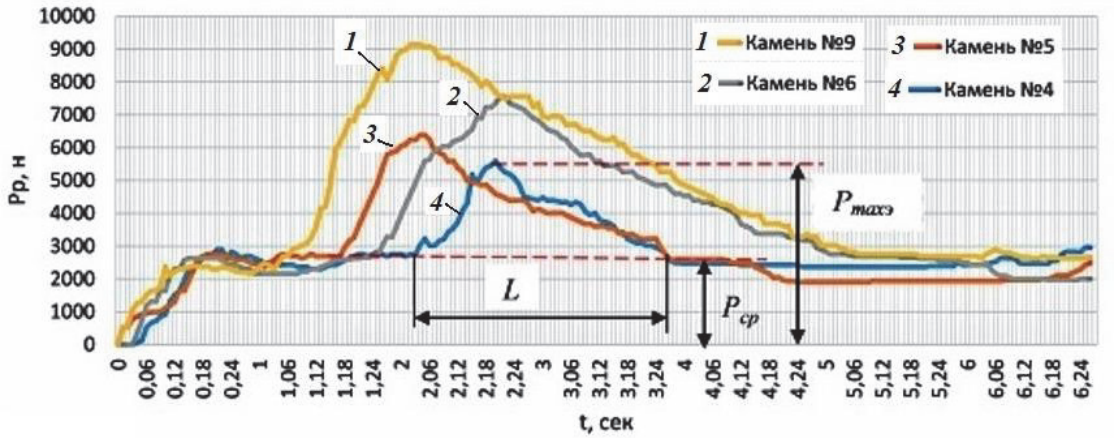


Рис. 2. Изменение силы разрушения грунта с каменной частицей от времени

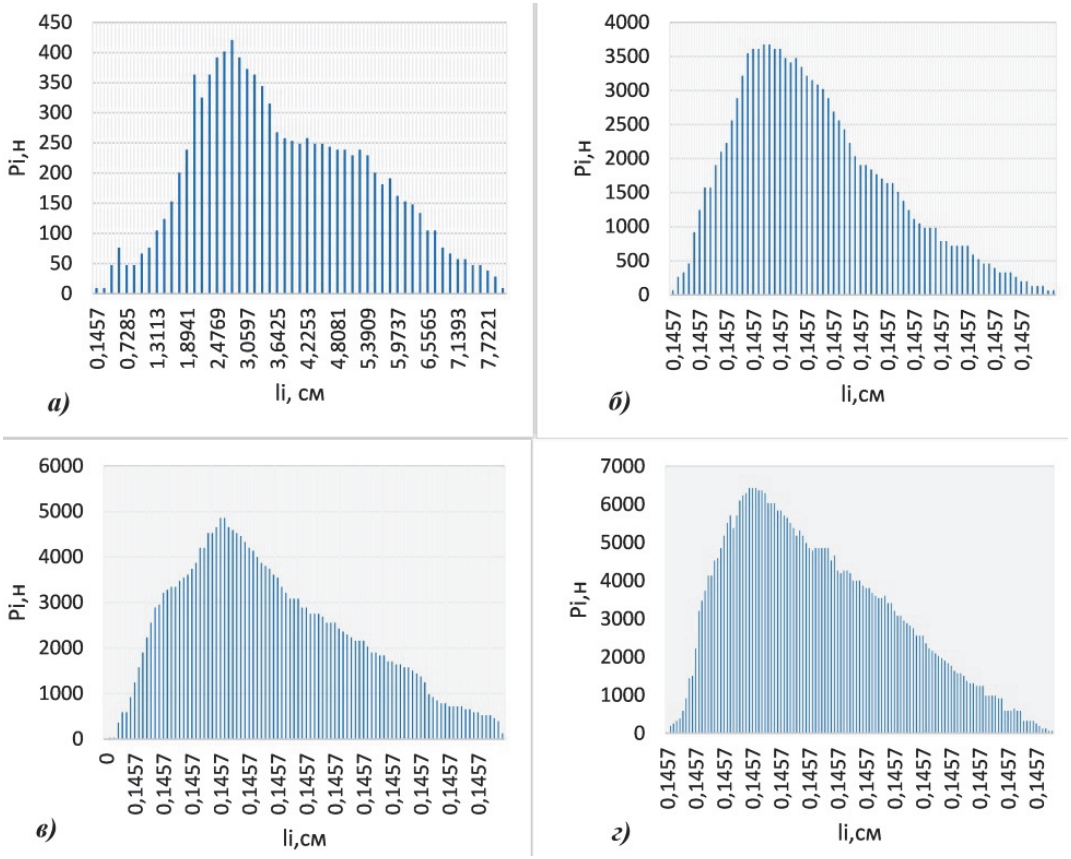


Рис. 3. Динамика изменения элементарных сил разрушения грунта от движения режущего органа

Работа, затрачиваемая на разрушение грунта с каменной частицей, определяется зависимостью:

$$A_{\text{квэ}} = A_{\text{срэ}} + A_{\text{откэ}} = P_{\text{срэ}} L + \sum_{1}^{n} P_i l_i \qquad (2)$$

где $A_{\text{срэ}}$ – работа разрушения на уровне среднестатистической силы разрушения; $A_{\text{уэ}}$ – увеличение работы разрушения за счет каменистого включения грунта; L – путь режущего органа, где происходит разрушение грунта, содержащего каменистое включение; l_i – элементарное перемещение режущего органа.

На рис. 3 показаны местные увеличения элементарных сил разрушения P_i от их среднего значения в зависимости от пути передвижения режущего органа l_i. При этом работа разрушения грунта $A_{\text{уэ}}$, соответствующая отклонению ее от среднего значения за счет содержания каменистой частицы, определяется зависимостью:

$$A_{\text{уэ}} = \sum_{1}^{n} A_i = \sum_{1}^{n} P_i l_i \,. \qquad (3)$$

В наших исследованиях было установлено, что динамика отклонений элементарных сил разрушения от их среднего значения имеет закономерность, которую можно описать полуволной синусоиды с коэффициентами U, $Б$ и B. На основе этой закономерности и формулы (3) имеем, что работу разрушения грунта $A_{\text{уэ}}$ можно представить как:

$$A_{\text{уэ}} \approx \int_{l_1}^{l_2} U \sin(Бl)^B \, dl \qquad (4)$$

На рис. 4 приведены графики работы разрушения в зависимости от радиуса каменистого включения грунта $A_{\text{квэ}}$ и работы $A_{\text{уэ}}$, соответствующей при повышении сил разрушения от ее среднего значения. Из графиков видим, что с увеличением радиуса камня работа разрушения повышается по степенной зависимости, причем значительно, когда грунт содержит более крупные частицы.

Среднестатистическую силу разрушения определяем на основе опытных данных по формуле:

$$\overline{P}_{\text{ср}} = \frac{\sum_{1}^{n} (P_{o\max i} + P_{o\min i})}{\sum n_{Po_{\max}} + \sum n_{Po_{\min}}}, \qquad (5)$$

где $n_{Po_{\max}}$, $n_{Po_{\min}}$ – количество максимумов и минимумов силы разрушения.

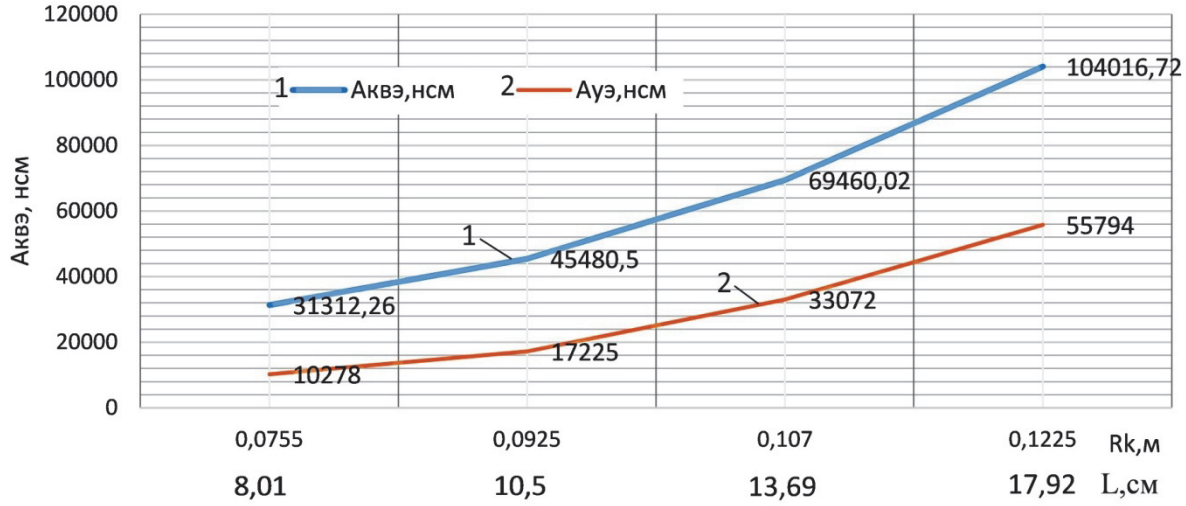


Рис. 4. График работы разрушения в зависимости от радиуса камня в грунте

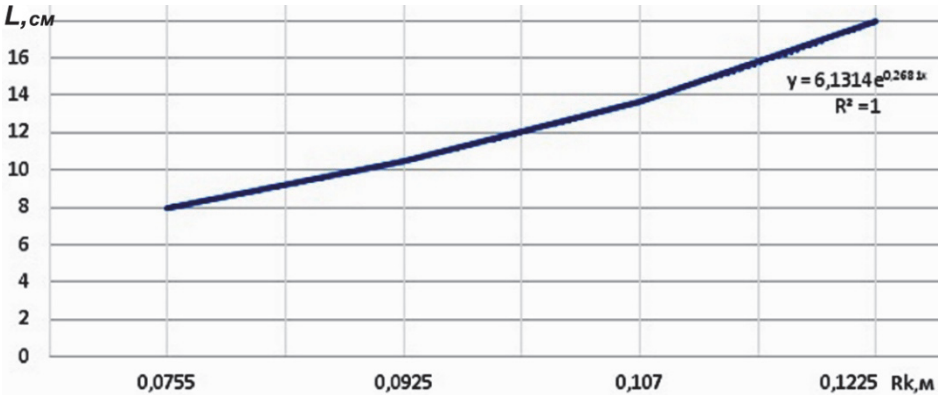


Рис. 5. Взаимосвязь пути режущего органа и радиуса каменной частицы

По данным опытов, величина пути режущего органа, в течение которого происходит разрушение грунта, и радиус каменной частицы подчиняется зависимости вида (рис. 5):

$$L = 6{,}1314 \exp(0{,}2681\, R_k) \tag{6}$$

Теоретическая работа разрушения грунта, содержащего каменистое включение, с учетом зависимости (2), определяется формулой:

$$A_{\text{квт}} = A_{\text{срт}} + A_{\text{ут}} = P_{\text{срт}} L + \int_{l_1}^{l_2} U_k \sin(Б_k l)^{B_k}\, dl \tag{7}$$

Среднее значение силы разрушения грунта ($P_{\text{срт}}$) было определено в нашей работе [7], теоретическая сила разрушения грунта, содержащего каменистое включение ($P_{\max}$), приведена в работе [3]. На основе этих данных определяем силу $U_{\text{к}}$:

$$U_к = P_{срт} - P_{max}. \quad (8)$$

Коэффициент $Б_{кi}$ определяется зависимостью

$$Б_к = 3{,}14 / \sum_{1}^{n} l_i \quad (9)$$

С помощью коэффициента $B_к$ можно изменить форму полуволны синусоиды, соответственно, площадь под кривой синусоиды (см. формулу 7).

В табл. 3 приведены данные экспериментальной и теоретической работ разрушения грунта: с каменистым включением – $A_{квэ}$ и $A_{квт}$; элементарных сил разрушения грунта, превышающих среднестатистическую силу, – $A_{уэ}$ и $A_{ут}$.

Таблица 3

Экспериментальная и теоретическая работа разрушения грунта

$R_{kср}$, м	L, см	$A_{уэ}$, Н·см	$U_к$, Н	$Б_к$	$B_к$	$A_{ут}$, Н·см	$A_{срэ}$, Н·см	$A_{срт}$, Н·см	$A_{квэ}$, Н·см	$A_{квт}$, Н·см	Δ, %
0,0755	8,01	10 278	2798	0,3920	3,3	9140	21 034	25 840	31 312	34 980	11,7
0,0925	10,5	17 225	4161	0,2990	3,1	18 370	28 256	33 873	45 481	52 173	14,7
0,107	13,69	33 072	5495	0,2294	2,9	32 400	36 388	44 164	69 460	76 564	10,2
0,1225	17,92	55 794	7184	0,1752	2,7	57 120	48 223	57 810	10 4017	11 4930	10,5

Из анализа зависимостей следует, что с повышением радиуса каменистого включения грунта коэффициенты $Б_к$, $B_к$ умеренно снижаются, а сила $U_к$ интенсивно возрастает (рис. 6). А работа разрушения грунта возрастает по степенной зависимости при увеличении радиуса каменной частицы (рис. 7).

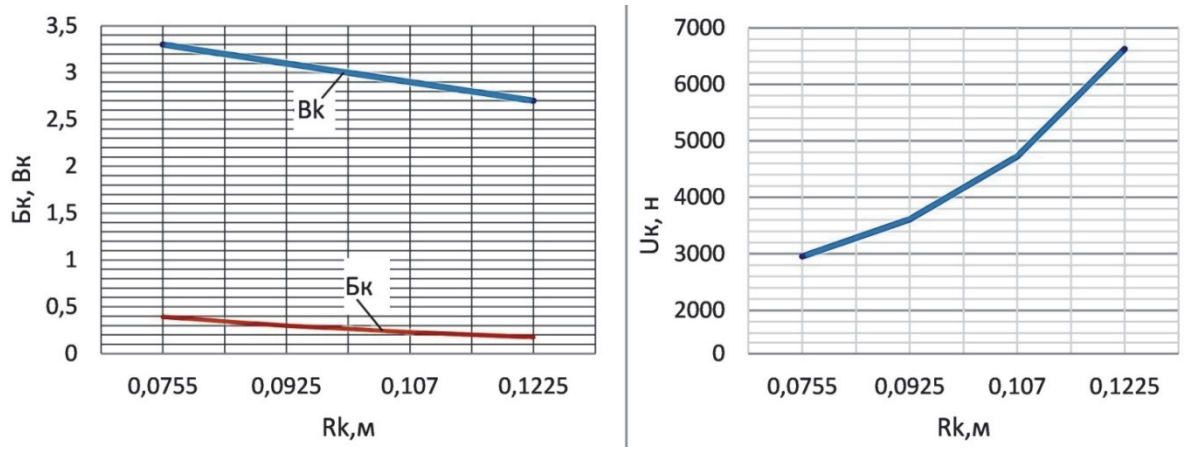


Рис. 6. Графики коэффициентов $Б_к$, $B_к$ и силы $U_к$ от радиуса каменной частицы

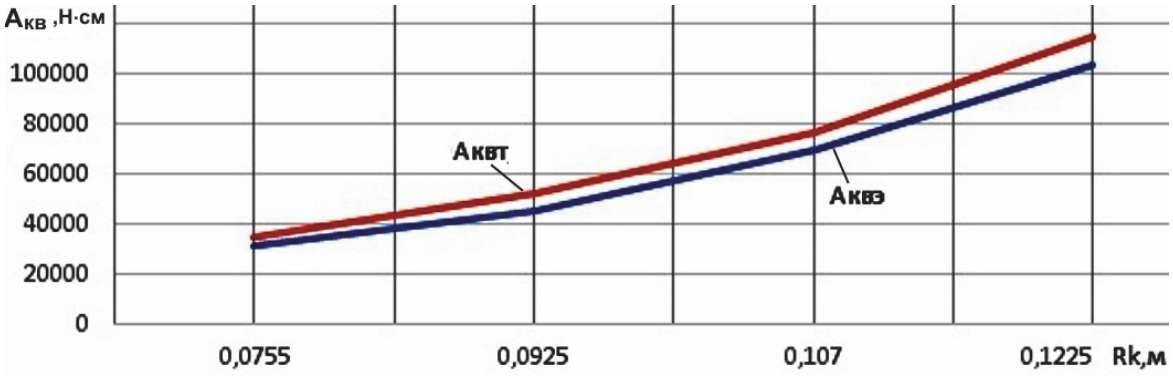


Рис. 7. Изменение работы разрушения грунта от радиуса каменной частицы

Таким образом, работу разрушения грунта, содержащего каменистые включения, аналитически можно определить по формуле (10):

$$A_{\text{квт}} = A_{\text{о}} + A_{\text{квт}} = \left(P_{\text{ср}} \sum_{1}^{n} l_{d_i} \pm \int_{0}^{l_{di}} U_i \sin(Б_i l_{di})^{B_i} \, dl_{di} \right) +$$

$$+ \sum_{1}^{n} \left(P_{\text{ср}} L_{\text{к}i} + \int_{0}^{L_{ki}} U_{K_i} \sin(Б_{K_i} L_{ki})^{B_{K_i}} \, dL_{ki} \right),$$

где $A_{\text{о}}$, $A_{\text{квт}}$ – работа разрушения грунта, соответственно, в однородной зоне и в зоне с каменной частицей; n – количество каменных частиц i-го радиуса.

Тогда энергоемкость разрушения грунта с каменистыми включениями можно вычислить по формуле (11):

$$Э_{\text{квт}} = Э_{\text{о}} + Э_{\text{к}} = \frac{P_{\text{ср}} \sum_{1}^{n} l_{d_i} \pm \int_{0}^{l_{di}} U_i \sin(Б_i l_{di})^{B_i} \, dl_{di}}{V_{\text{р}}} +$$

$$+ \frac{\sum_{1}^{n} \left(P_{\text{ср}} L_{ki} + \int_{0}^{L_{iki}} U_{K_i} \sin(Б_{K_i} L_{ki})^{B_{K_i}} \, dL_{ki} \right)}{V_{\text{р}_{\text{к}}}},$$

где $Э_{\text{о}}$, $Э_{\text{к}}$ – энергоемкости разрушения грунта, соответственно, в однородной зоне и в зоне с каменными частицами; $V_{\text{р}}$,$V_{\text{рк}}$ – объемы разрушенного грунта, соответственно, однородной зоны и зоны, содержащей каменные частицы.

Грунт может разрушаться в зависимости от схемы действия режущего органа на каменистое включение [8]: с выкатыванием камня на дневную

поверхность; с передвижением и дальнейшим выкатыванием камня на поверхность грунта; с вдавливанием камня вглубь массива грунта. В нашем случае рассматривается разрушение с выкатыванием камня на поверхность грунта. Форма прорези разрушения однородного грунта и грунта с каменистым включением отличается друг от друга [4]. При определении объема разрушенного грунта необходимо учесть граничные условия:

$$D_{\text{к}} < b \text{ и } D_{\text{к}} \geq b,$$

где $D_{\text{к}}$ – диаметр каменной частицы.

Геометрические характеристики прорези однородной и каменистой зоны блокированного разрушения показаны на рис. 1. Объем разрушенного грунта однородной зоны, когда

$$D_{\text{к}} < b\text{: } V_{\text{гк}} = F_{\text{пр}} L, \tag{12}$$

где $F_{\text{пр}}$ – площадь прорези.

Площадь прорези для блокированного резания определяется в виде [8]:

$$F_{\text{пр}} = bh + 0,5k_{\text{бок}}^2 h^2 \text{ctg}\zeta, \tag{13}$$

где $k_{\text{кр}}$ – коэффициент глубины резания, ξ – угол наклона боковых расширений.

Объем каменистого включения в объеме разрушенного грунта учитывается следующим образом:

$$V_{\text{гк}} = \left(F_{\text{пр}} - F_{\text{к}}\right) L \tag{14}$$

где $F_{\text{к}}$ – площадь каменной частицы.

Форма прорези каменистой зоны в общем случае напоминает усеченный конус, расширяющийся к поверхности массива породы, когда $D_{\text{к}} \geq b$. Объем разрушенной породы в зоне с каменной частицей определяется по формуле:

$$V_{\text{гк}} = V_{\text{ук}} - k_{\text{р}} V_{\text{к}} \tag{15}$$

где $k_{\text{р}}$ – коэффициент, учитывающий долю объема частицы в зоне разрушения.

Объем усеченного конуса равен [4]:

$$V_{\text{ук}} = \frac{\pi h k_{\text{бр}}}{3}\left(R_{\text{р}}^2 + R_{\text{р}} r + r^2\right) \tag{16}$$

где $k_{\text{бр}}$ – коэффициент разрушения, $k_{\text{бр}} = 1$ при блокированном разрушении.

Объем каменной частицы определяем по формуле:

$$V_k = (4/3)\pi R_k^3 \tag{17}$$

Тогда объем разрушенного грунта в каменистой зоне можно определить как:

$$V_{\text{гк}} = \frac{\pi}{3}\left[hk_{\text{бр}}\left(R_{\text{р}}^2 + R_{\text{р}}r + r^2\right) - 4k_{\text{р}}R_{\text{к}}^3 \right] \tag{18}$$

В табл. 4 приведены геометрические характеристики прорези грунта.

Таблица 4

Геометрические характеристики прорези разрушения

$R_{\text{кср}}$, м	$k_{\text{бр}}$	L, м	b, м	h, м	$k_{\text{бок}}$	ξ, град.	$R_{\text{р}}$, м	r, м	$k_{\text{р}}$	$V_{\text{к}}$, м^3
0,0725		0,081	0,2	0,15	0,9	30	–	–	–	0,002259
0,0925		0,105	0,2	0,15	0,9	30	–	–	–	0,002381
0,107	0,9	0,1369	–	–	–	–	0,145	0,1	0,75	0,003111
0,1225	0,85	0,1792	–	–	–	–	0,2	0,1	0,75	0,003959

Рост объема разрушенного грунта (рис. 8) связан с тем, что с возрастанием радиуса каменной частицы увеличивается путь режущего органа, также радиус прорези, который имеет квадратичную зависимость с объемом (формула 18).

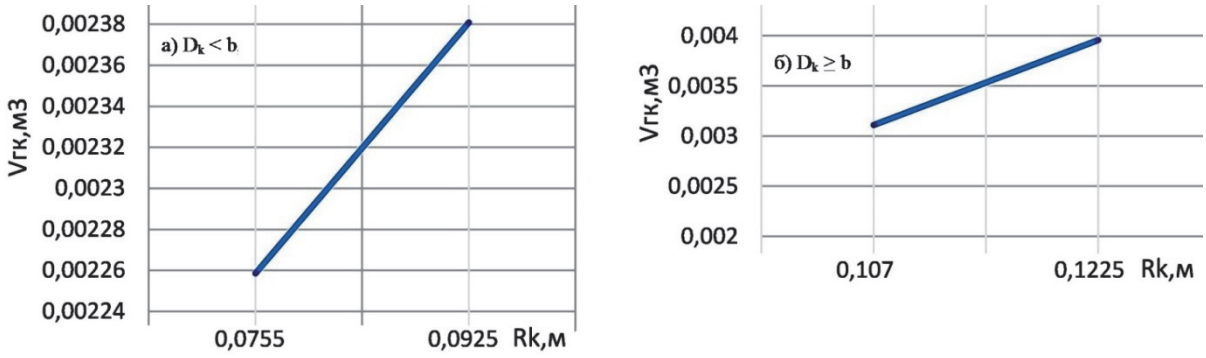
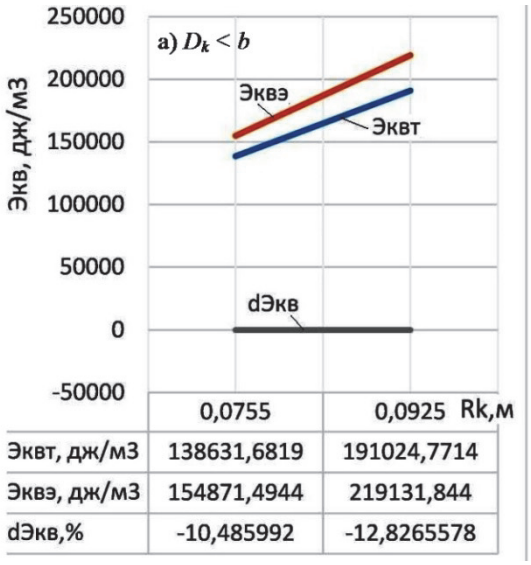


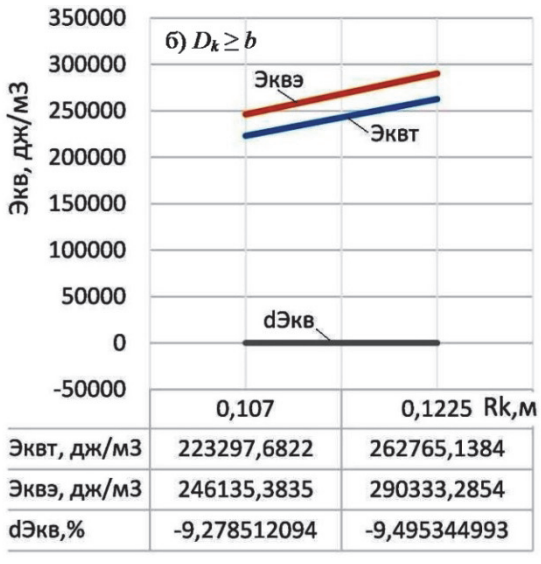
Рис. 8. Изменение объема разрушенного грунта от радиуса каменной частицы

Анализ показывает, что чем больше радиус каменной частицы, тем рост энергоемкости разрушения грунта более замедлен (рис. 9). Это обусловлено тем, что с возрастанием радиуса камня увеличиваются работа, затрачиваемая на разрушение грунта, и объем разрушенного грунта (формула 11), который имеет обратную связь с энергоемкостью разрушения.

Погрешность между величинами экспериментальной и теоретической энергоемкостью процесса разрушения грунта составила от 9,3 до 12,8 %



	0,0755	0,0925 Rk,м
Эквт, дж/м3	138631,6819	191024,7714
Эквэ, дж/м3	154871,4944	219131,844
dЭкв,%	-10,485992	-12,8265578



	0,107	0,1225 Rk,м
Эквт, дж/м3	223297,6822	262765,1384
Эквэ, дж/м3	246135,3835	290333,2854
dЭкв,%	-9,278512094	-9,495344993

Рис. 9. Изменение энергоемкости разрушения грунта от радиуса частицы

Таким образом, полученная обобщенная зависимость (11) позволяет определить энергоемкость процесса разрушения грунта с каменистым включением.

Список литературы

1. Тургунбаев М.С., Тургумбаев Ж.Ж. Грунтовые условия эксплуатации землеройных машин на территории Кыргызской Республики. Бишкек, 2008.

2. Зеленин А.Н., Баловнев В.И., Керов И.П. Машины для земляных работ. М., 1975.

3. Мендекеев Р.А., Тургунбаев М.С. К определению силы сопротивления разрушению породы, содержащей каменистое включение, рабочим органом землеройной машины // Интерстроймех-2015. Казань, 2015. С. 129–134.

4. Тургунбаев М.С. Особенности разрушения пород, содержащих каменистые включения // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 11. С. 34–40.

5. Тургунбаев М.С., Шамуратов К.Т. Стенд для исследования процесса резания грунтов. Патент на полезную модель КР №113 от 30.08.2010.

6. Тургунбаев М.С. Исследование крупнообломочных включений грунтов // Известия КГТУ им. И. Раззакова. № 16. Бишкек, 2009. С. 122–127.

7. Тургунбаев М.С. Теоретические основы определения силы разрушения однородного грунта // Наука и новые технологии. 2013. № 2. С. 24–27.

8. Ветров Ю.А. Резание грунтов землеройными машинами. М., 1971.

УДК 621.86/87
В.В. Танский
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Демпфирующее устройство крана-трубоукладчика

При работе крана-трубоукладчика существуют различные причины, способствующие возникновению колебаний груза на стреле, что отрицательно сказывается на устойчивости крана-трубоукладчика и приводит к аварийным ситуациям [1]. Для решения этой проблемы в СибАДИ предложено устройство крана-трубоукладчика (рис. 1), состоящее из базового трактора, стрелы, лебедки, грузового каната, полиспаста, крюковой обоймы, трубы и пружины. Устройство обеспечивает компенсацию динамических колебаний трубопровода, возникающих при движении колонны по неровностям рельефа. Однако известное устройство исключает раскачивание трубопровода и удары трубы о стрелу, которые приводят к повреждению стрелы и изоляции трубопровода [2].

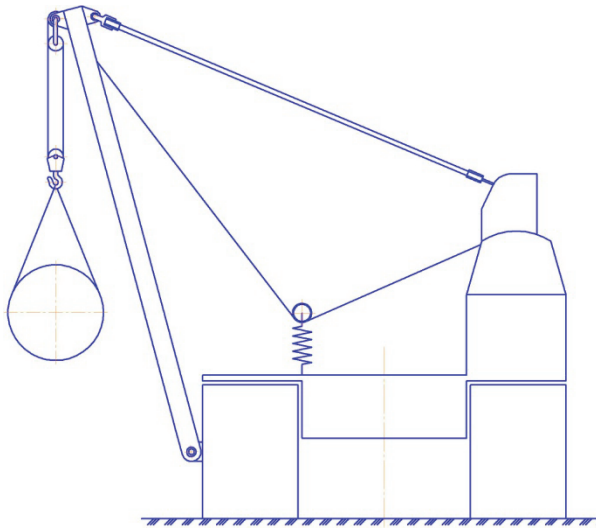


Рис. 1. Кран-трубоукладчик

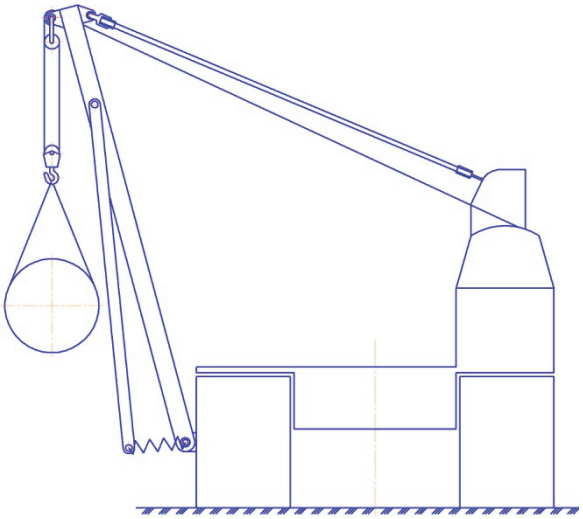


Рис. 2. Устройство для защиты стрелы крана-трубоукладчика

В связи с этим в СибАДИ было предложено устройство (рис. 2), которое защищает стрелу крана-трубоукладчика от удара об нее груза. Технический результат достигается тем, что на кран-трубоукладчик устанавливают демпфирующую раму, один конец которой шарнирно закреплен к стреле, а другой конец соединен с пружиной, которая опирается на стрелу. Однако известное устройство не обеспечивает эффективного гашения

© Танский В.В., 2016

колебаний груза после удара груза о демпфирующую раму, вследствие того что обратный ход пружины не снижает раскачивание груза [3].

В результате было предложено устройство закрепления груза на стреле крана-трубоукладчика и впоследствии получен патент на полезную модель РФ [4].

Задачей устройства является уменьшение амплитуды колебаний груза на стреле и защита стрелы.

Указанный технический результат достигается тем, что на стреле шарнирно закреплены направляющие блоки, а на базовом тракторе установлена дополнительная канатная лебедка, уравновешивающий канат которой проходит через направляющие блоки, установленные на стреле, и крепится к грузозахватному устройству (рис. 3) [4].

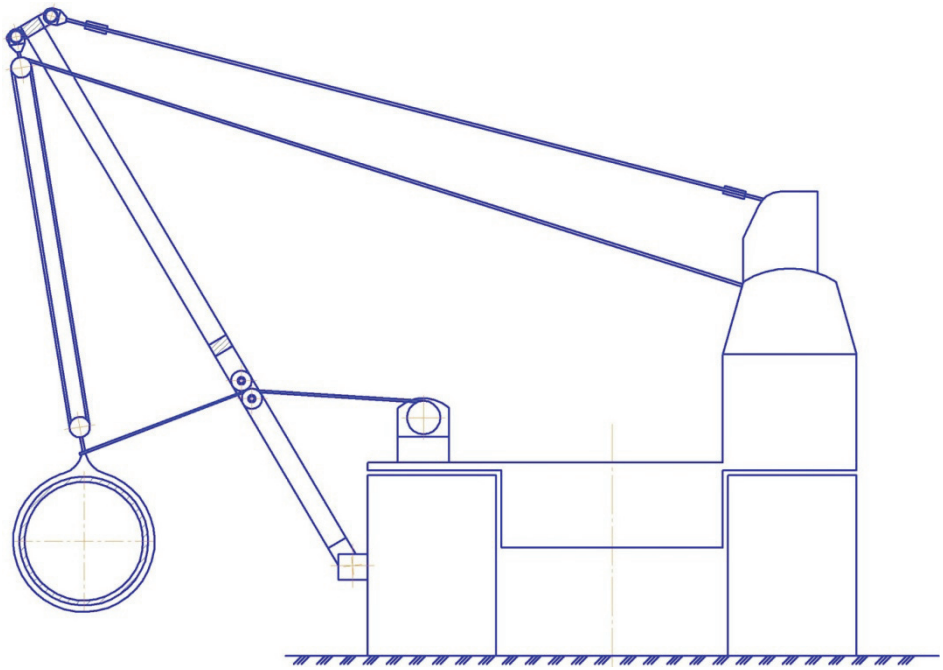


Рис. 3. Дополнительная канатная лебедка

Такое устройство позволяет повысить устойчивость крана-трубоукладчика за счет снижения амплитуды колебания груза на стреле.

Список литературы

1. Щербаков В.С., Шабалин А.Н., Корытов М.С. Методы управления комплектом машин трубоукладочной колонны. Омск, 2014.

2. Пат. 131 371 Российская Федерация, МПК B66C23/88. Кран-трубоукладчик / В.С. Щербаков, А.Н. Шабалин. № 2013115403/11; заявл. 01.04.2013; опубл. 20.08.2013.

3. Пат. 140 492 Российская Федерация, МПК B66C23/88. Кран-трубоукладчик / В.С. Щербаков, А.Н. Шабалин. № 2013155099/11; заявл. 11.12.2013; опубл. 10.05.2014.

4. Пат. 158 094 Российская Федерация, МПК B66C23/26. Кран-трубоукладчик / В.С. Щербаков, В.В. Танский; № 2015120191/11; заявл. 27.05.2015; опубл. 20.12.2015.

УДК 629.3

Я.И. Тюрин, К.П. Мандровский
Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет

Контроль устойчивости грузоподъемных машин (на примере колесно-шагающего экскаватора)

Проведению работ любого характера и вида, осуществляемых колесно-шагающими экскаваторами (рис. 1) на крутых склонах и сложных участках местности, предшествует позиционирование машины с наиболее благоприятным для устойчивости опорным контуром.

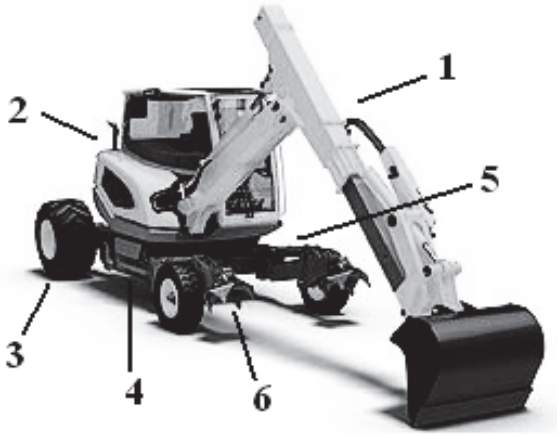


Рис. 1. Устройство колесно-шагающего экскаватора: *1* – рабочее оборудование (ковш, телескопическая рукоять, стрела); *2* – кабина с двигателем и электрооборудованием; *3* – колесо; *4* – рама с поворотным кругом; *5* – лапа (телескопическая); *6* – выдвижная опора

Позиционирование колесно-шагающего экскаватора на крутом склоне осуществляется оператором вручную. Безопасное выполнение работ обеспечивается в случае, если вес колесно-шагающего экскаватора в заданной пропорции распределен между всеми опорами. Визуальный контроль, проводимый машинистом экскаватора, не дает возможности обоснованного выбора упомянутой заданной пропорции. Некоторые из опор могут быть недогруженными, несмотря на их видимое соприкосновение с основанием. Это может привести к потере устойчивости машины.

Возникает необходимость в автоматизированном выборе опорного контура и распределении нагрузок на выносных опорах колесно-шагающего экскаватора на рассматриваемом участке местности.

© Тюрин Я.И., Мандровский К.П., 2016

Контроль устойчивости

Устойчивость – способность машины противодействовать опрокидывающим моментам. Соотношение между восстанавливающим и опрокидывающим моментами определяет степень устойчивости экскаватора против опрокидывания. Для разных положений экскаватора значения опрокидывающих и восстанавливающих моментов различны, так как изменяются значения действующих сил, их плечи и положение центра тяжести экскаватора. Устойчивость экскаватора должна быть обеспечена для всех его положений при любых возможных комбинациях нагрузок [1].

Мотивированный выбор опорного контура и требуемых нагрузок на опорах может быть осуществлен при помощи системы авторизированного управления, которая должна иметь программное обеспечение, позволяющее производить расчеты динамики движения машины.

Работа такой системы возможна с использованием:

1) веса поднимаемого груза и элементов машины;

2) инерционных сил при пуске или торможении механизмов экскаватора;

3) центробежных сил, возникающих при повороте элементов рабочего оборудования экскаватора;

4) нагрузок в выносных опорах (местах контакта экскаватора с опорной поверхностью);

5) сил давления ветра на груз и элементы экскаватора [2].

Контроль устойчивости экскаватора состоит в сохранении положительного значения действительных нагрузок в опорах экскаватора при использовании по назначению. В случае равенства нулю действительных нагрузок резко возникает вероятность выхода равнодействующей силы тяжести за пределы площади, ограниченной опорным контуром (рис. 2). Возникнет раскачивание, а при выходе равнодействующей за пределы опорного контура – опрокидывание машины.

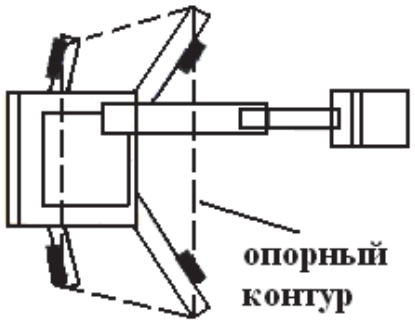


Рис. 2. Графическое обозначение опорного контура колесно-шагающего экскаватора

Последовательность действий при контроле устойчивости с использованием системы автоматизированного управления может иметь вид:

1. При установке экскаватора на рабочем месте (до начала выполнения работ):

1.1. Задать число комбинаций расположения опор при горизонтальном расположении платформы экскаватора для рассматриваемого рельефа (необходима информация о высотных отметках).

1.2. Задать типовой режим движения рабочего оборудования (необходима информация о виде выполняемой работы).

1.3. Произвести расчет углов раскачивания и удерживающих моментов (выбрать ребро опрокидывания) для каждой из комбинации для типового режима движения.

1.4. Выбрать комбинацию расположения опор с максимальным удерживающим моментом или минимальным условным углом раскачивания (за счет люфтов в конструкции).

1.5. Произвести расчет требуемых нагрузок в опорах для выбранной комбинации в статическом состоянии в случае сложенного рабочего оборудования.

1.6. Произвести выдвижение опор в соответствии с выбранной комбинацией.

1.7. Достичь требуемых значений нагрузок в опорах (необходимо тензометрическое оборудование в системе автоматизированного управления).

2. При выполнении работ:

2.1. Осуществить контроль нагрузок (реакций в опорах).

2.2. При приближении любой из четырех реакций опор к нулевому значению – снизить ускорения движения и вылет ковша.

Величину реакций в каждой из выносных опор колесно-шагающего экскаватора возможно установить по значениям тензодатчиков, реагирующих изменением электрического сопротивления на возникающую деформацию поверхности, на которую они наклеены. Применение таких тензодатчиков дает возможность исследовать не только деформации образцов и отдельных деталей в лабораторных условиях, но и деформаций деталей машин и элементов конструкций при их испытании в производственных условиях.

При удлинении или укорочении проволоки тензодатчика изменяется ее сопротивление. Установлено, что изменение сопротивления проволоки датчика пропорционально ее деформации в направлении базы [3].

Использование таких датчиков позволит соблюдать положительное значение реакции в опорах и отключать систему в случае возникновения риска потери устойчивости. Однако управление выносными опорами в данном случае будет осуществляться оператором до начала проведения работ.

Эксплуатация колесно-шагающих экскаваторов зачастую проходит в условиях труднопроходимых, с неподготовленными и рыхлыми грунтами. Позиционирование экскаватора в момент перераспределения части веса на выносную опору может вызвать заметное проседание грунта. Как следствие, даже максимальное выдвижение выносной опоры может не

обеспечить требуемое значение нагрузки. В таком случае следует выбрать другой подходящий вариант опорного контура в соответствии с п. 1.4 представленной последовательности действий при контроле устойчивости.

Выводы

Сформированы предпосылки к осуществлению автоматизированного распределения выносных опор колесно-шагающего экскаватора на текущем участке местности.

Определена последовательность действий при обеспечении контроля устойчивости.

Список литературы

1. Растегаев И.К. Машины для вечномерзлых грунтов. М., 1986.

2. Машины для земляных работ. Теория и расчет / Т.В. Алексеева, К.А. Артемьев, А.А. Бромберг [и др.]. М., 1972.

3. Зеленин А.Н., Баловнев В.И., Керов И.П. Машины для земляных работ. Основы теории разрушения грунтов, моделирование процессов, прогнозирование параметров. М., 1975.

УДК 621.878.25

Л.А. Хмара, О.А. Дахно

Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры

Формирование телескопического рабочего оборудования одноковшового экскаватора как задача дискретной оптимизации

Перспективным направлением развития землеройной техники является телескопическое рабочее оборудование (ТРО) одноковшового гидравлического экскаватора (ОГЭ), которое позволяет увеличить глубину копания и высоту разгрузки, увеличить объем разрабатываемого грунта в периоде одного перемещения и радиус работы оборудования, быстро и в широком диапазоне менять геометрические параметры рабочего оборудования (РО) и использовать широкий спектр сменных рабочих органов. Кроме этого, ТРО позволяет объединять рабочие операции с одновременным изменением линейных размеров оборудования, что приводит к уменьшению времени цикла, а также выполнять работы, которые требуют поступательного движения, например рассредоточенные работы по зачистке и планированию поверхностей земляных сооружений в дорожном строительстве. Экскаваторы, оснащенные ТРО, способны обеспечить до 70 % механизации этих работ [1–5].

© Хмара Л.А., Дахно О.А., 2016

Основываясь на методике расчленения объекта на составные элементы с последующим объединением их в новую структуру [1–4], рассмотрим РО ОГЭ как структуру, которая состоит из n секций элемента стрелы A и k секций элемента рукояти B. Методика расчленения предусматривает выполнение ряда этапов (рис. 1).

Рис. 1. Схема формирования нового РО ОГЭ методом структурного синтеза

На первом этапе осуществляется операция по разделению РО элементов стрелы A и рукояти B на секции n и k, соответственно, с использованием ряда традиционных сменных рабочих органов; таким образом, получается ряд традиционных элементов, из которых можно получить новые структуры без изменения каждого из них. Далее раскрываются этапы по формированию новых решений.

Анализ существующего РО ОГЭ, произведенный в [11], показал, что средние экскаваторы III и IV размерных групп массой от 14 до 29 т и оборудо-

ванные ковшами вместимостью от 0,4 до 1, 4 м^3 позволяют проводить работы по разработке грунта на максимальной глубине 5,5–7 м (традиционное РО) до 14–18 м (РО увеличенной длины) и до 30 м при использовании грейферных ковшей с телескопической рукоятью. Были рассмотрены решения, которые заключаются в формировании новой структуры РО, состоящей из традиционных элементов без их изменения, а также решений, связанных с совершенствованием и модификацией каждого элемента и формирования традиционной структуры, а также формирования новых структур из новых элементов (рис. 2) [4].

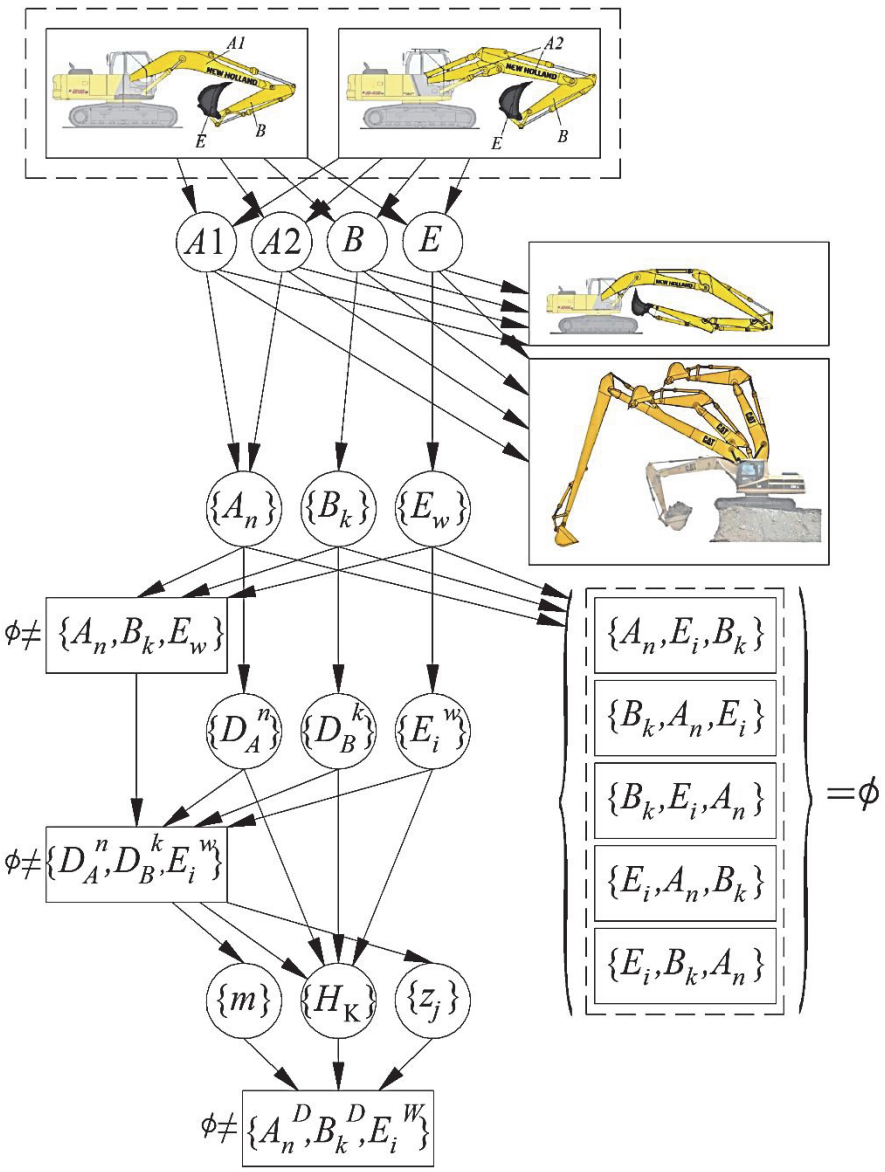


Рис. 2. Структурный гиперграф формирования ТРО ОГЭ

Формирование как традиционных структур РО с телескопических элементов, так и новых структур РО с телескопических элементов способно обеспечить многообразие изменения линейных параметров РО для раз-

работки грунта на глубинах в пределах от $H_К = 5{,}5–22$ м до $H_К = 35$ м с использованием грейферных ковшей. С указанным многообразием в полной мере способны справиться одно-, двух-, и трехсекционные телескопические системы стрелы ($A_{ТР} = n$; $A_{Т.1} = n + n_1$; $A_{Т.2} = n + n_1 + n_2$) и рукояти ($B_{ТР} = k$; $B_{Т.1} = k + k_1$; $B_{Т.2} = k + k_1 + k_2$), а также их синтез в новые структуры с использованием основных видов рабочих органов $\{E_w\}$. Структуры с большим количеством телескопических элементов менее целесообразным, поскольку возникают вопросы по обеспечению жесткости конструкции РО и распределению масс телескопических элементов и их приводов, а также сложности подобных структур. Для облегчения расчетов и комбинаторного количества вариаций ТРО условно считаем равнозначными конструкции моноблочной и шарнирно-сочлененной стрелы – $\{A1, A2\} = A$, где $A1$ – моноблочная конструкция стрелы; $A2$ – шарнирно-сочлененная конструкция стрелы. Описать подобные структуры можно, используя метод ориентированных гиперграфов. Представим схему формирования нового РО ОГЭ, изображенную на рис. 1, в виде ориентированного гиперграфа – рис. 2, а структурный гиперграф – комбинацией реализованных решений на рис. 3.

Компактная и упорядоченная структура гиперграфа формирования ТРО ОГЭ, представленная на рис. 2, дает основания считать решенным некоторый гиперпуть, ведущий из множества вершин $\{A1, A2, B, E\}$ в множество $\{\{m\}, \{H_К\}, \{z_j\}\}$, с последующим объединением на реализованную структуру.

Обозначим через $in(\{A_n\})$, $in(\{B_k\})$, $in(\{E_w\})$ – соответственно, входы дуг $\{A_n\}$, $\{B_k\}$, $\{E_w\}$, а через $out(\{A_n\})$, $out(\{B_k\})$, $out(\{E_w\})$ – выходы этих дуг. Любое множество гипердуг будем называть структурой и обозначим через c. Корректной считаем структуру последовательности $\{A, B, E\}$. Обозначим $in(\{A, B, E\})$ – входы структуры $\{A, B, E\}$, а через $out(\{A, B, E\})$ – ее выходы.

Считаем, что

$$out(\{A, B, E\}) = \bigcup_{(\{A_n\},\{B_k\},\{E_w\})\in\{A,B,E\}} out(\{A_n\}, \{B_k\}, \{E_w\}), \qquad (1)$$

то есть выходы структуры есть соединение выходов всех гипердуг, входящих в нее. Считаем, что

$$in(\{A, B, E\}) = \bigcup_{(\{A_n\},\{B_k\},\{E_w\})\in\{A,B,E\}} in(\{A_n\}, \{B_k\}, \{E_w\}) \backslash out(\{A, B, E\}), \quad (2)$$

то есть входами структуры считаются такие входы ее элементов, которые не являются выходами этой структуры. Структуру будем называть гиперциклом, если для нее используется соотношение:

$$in(\mathrm{c}) = \emptyset, \qquad (3)$$

то есть она имеет пустое множество входов. Гиперцикл называется неизбыточным, если

$$\forall(\{A_n\},\{B_k\},\{E_w\}) \in \{A,B,E\}, in\big(\{A,B,E\}\backslash(\{A_n\},\{B_k\},\{E_w\})\big) \neq \emptyset. \quad (4)$$

Решением задачи структурного синтеза является любой, который имеет элемент z_1 – «внешняя среда», который гарантирует глобальность гиперцикла.

Корректный синтез структуры, образованной сочетанием множеств телескопических систем стрелы $\{A_n\}$ и рукояти $\{B_k\}$ (рис. 4), представим в виде декартового произведения их комбинаций $\{A_n\} \times \{B_k\} \Leftrightarrow \{A_0, A_1, A_2\} \times \{B_0, B_1, B_2\}$:

$$A \times B = \{(A_n B_k) | A_n \in A \wedge B_k \in B\}, \quad (5)$$

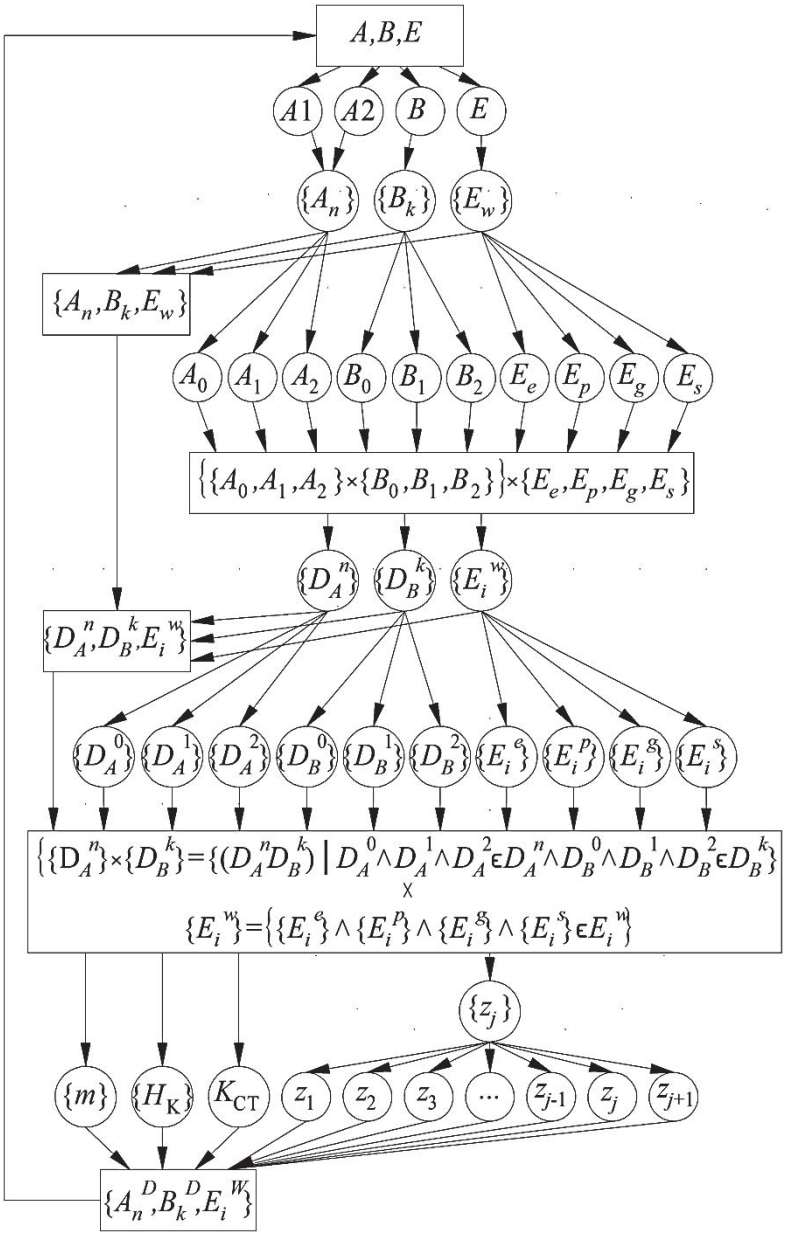


Рис. 3. Структурный гиперграф комбинаций реализованных решений ТРО ОГЭ

$$\{A_0, A_1, A_2\} \times \{B_0, B_1, B_2\} = \begin{matrix} & B_0 & B_1 & B_2 \\ A_0 & A_0B_0 & A_0B_1 & A_0B_2 \\ A_1 & A_1B_0 & A_1B_1 & A_1B_2 \\ A_2 & A_2B_0 & A_2B_1 & A_2B_2 \end{matrix}. \quad (6)$$

Многообразие сочетаний полученных кинематических схем представлено на рис. 5 (для упрощения комбинаторной нагрузки на данном этапе опускаем исполнительный рабочий орган).

Представим задачу структурного синтеза в форме дискретного математического программирования [6].

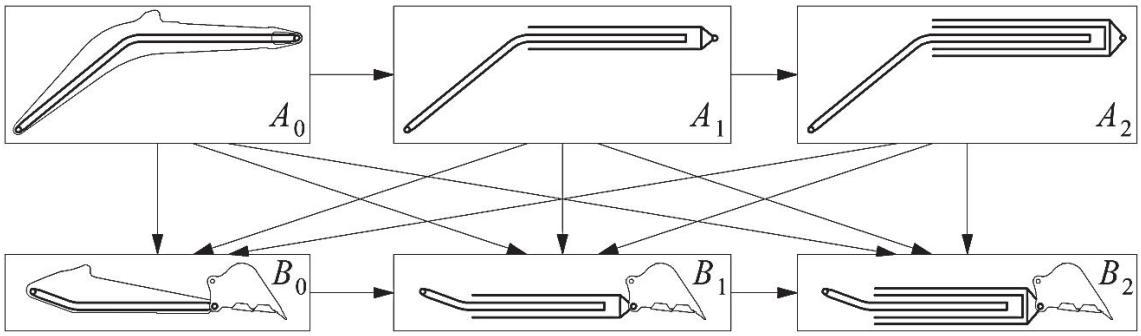


Рис. 4. Структурный граф комбинаций ТРО ОГЭ

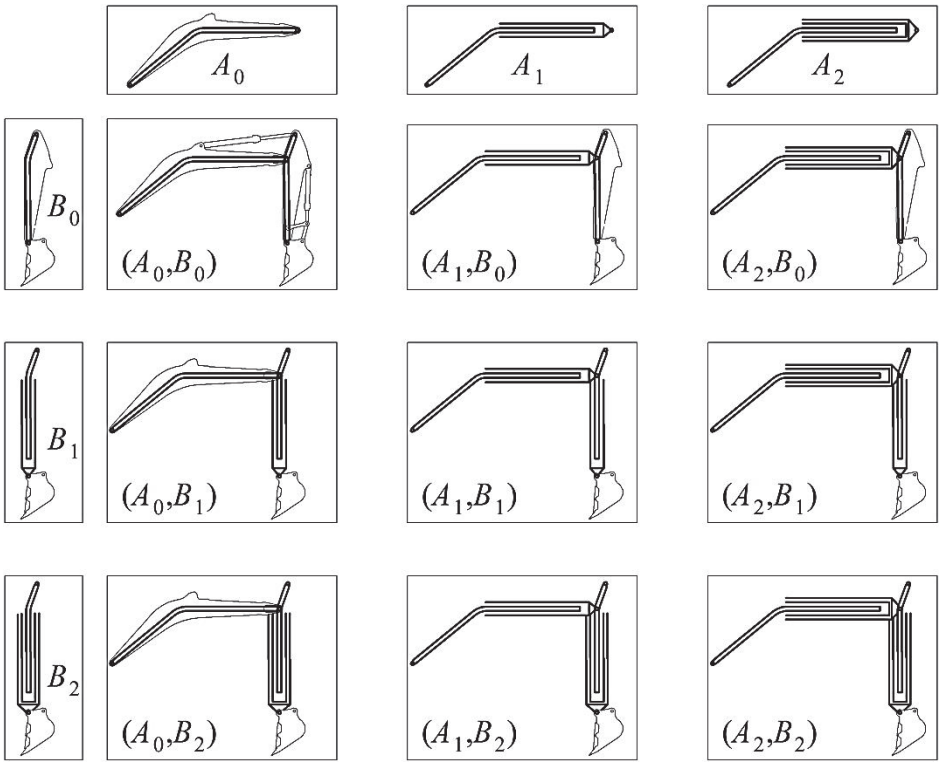


Рис. 5. Кинематические схемы ТРО ОГЭ

Пусть существует ряд элементов РО и его обобщенная структура задана в виде ориентированного гиперграфа. Обозначим через $Z = \{z_i\}, i = \overline{1,n}$ множество гипердуг графа, а через $S = \{s_j\}$ – множество его вершин.

Для формализации задачи введем переменные:

1. $z_i, i = \overline{1,n}$
2. $y_{ij}, i = \overline{1,n}, j = \overline{1,r_i}$, где y_{ij} – выход элемента z_i под номером j, а r_i – общее количество выходов элемента z_i. Считаем, что:

$$y_{ij} = \begin{cases} 1, \text{если } j - \text{я связь эл. } z_i \text{ активирована;} \\ 0, \text{в противном случае.} \end{cases}$$

3. $x_{ik}, i = \overline{1,n}, k = \overline{1,m_i}$, где x_{ik} – вход элемента z_i под номером k, а m_i – общее количество входов элемента z_i. Считаем, что

$$x_{ik} = \begin{cases} 1, \text{если } k - \text{я связь эл. } z_i \text{ активирована;} \\ 0, \text{в противном случае.} \end{cases}$$

Переменные z_i, y_{ij}, x_{ik} представляют собой основные составляющие для формирования системы ограничений для целевых функций в задаче структурного синтеза. Любое решение задачи структурного синтеза состоит из активированных дуг ориентированного гиперграфа. Дуга является активированной тогда и только тогда, когда активированы все ее выходы. Запишем это условие в виде следующей системы уравнений:

$$r_i z_i = \sum_{j=1}^{r_i} y_{ij}\,, i = \overline{1,n}. \tag{7}$$

Проверим, если $z_i = 0$, тогда все переменные $y_{ij} = 0$, или если $z_i = 1$, то все $y_{ij} = 1$.

Для активации элемента необходимо активировать все его входящие связи. Это означает, что $z_i = 1$ тогда и только тогда, когда $x_{ik} = 1$, $k = \overline{1,m_i}$. Если $\exists x_{ik} = 0$, то $z_i = 0$. Для записи этого условия в алгебраической форме вводим n вспомогательных переменных $u_i \in \{0,1\}, , i = \overline{1,n}$. Рассмотрим систему неравенств:

$$\begin{cases} \sum_{k=1}^{m_i} x_{ik} - m_i \geq -m_i\, u_i; & (8.1) \\ z_i - 1 \geq -u_i; & (8.2) \\ \sum_{k=1}^{m_i} x_{ik} \geq m_i z_i\,; & (8.3) \\ \sum_{k=1}^{m_i} x_{ik} - m_i < 1 - u_i; & (8.4) \\ i = \overline{1,n} \end{cases}$$

Пусть $z_i = 1$, в этом случае подсистема (8.2) выполняется тривиально при любых значениях u_i. Из (8.3) следует, что $x_{ik} = 1$, $k = \overline{1, m_i}$. Подсистема (8.4) принимает вид $0 < 1 - u_i$, отсюда следует, что $u_i = 0$, $i = \overline{1, n}$ и подсистема (8.1) выполняется автоматически.

Если $z_i = 0$, то (8.3) выполняется автоматически для любых значений аргументов в левой части. Подсистема (8.2) сводится к виду $u_i \geq 1$, который имеет единое решение $u_i = 1$, $i = \overline{1, n}$. Подставим эти значения в (8.1) и в (8.4). Первая подсистема принимает форму $\sum_{k=1}^{m_i} x_{ik} \geq 0$, исполняется тривиально. Подсистема (8.4) превращается в $\sum_{k=1}^{m_i} x_{ik} < m_i$, которая является справедливой, если хотя бы один из аргументов левой части равен нулю.

Формализуем условие возбудимости входов элементов обобщенной структуры ТРО. Каждый активный вход должен быть обеспечен по крайней мере одним активным выходом, который снят с другого элемента гиперграфа. Для формализации этого условия все переменные вида x_{ik} и y_{ij} упорядочиваем лексикографически по значениям их индексов. После этой операции переменная $x_{ik}(y_{ij})$ получает новый одинарный индекс $\alpha(i,k)$ ($\beta(i,j)$), который показывает номер переменной в лексикографическом упорядочении.

Обозначим через $M = \sum_{i=1}^{n} r_i$ и $K = \sum_{i=1}^{n} m_i$. Пусть заданная прямоугольная матрица (0,1) – матрица $P = \|p_{ij}\|$ размера $K \times M$, в которой

$$p_{ij} = \begin{cases} 1, \text{если вход } x_i \text{ обеспечен выходом } y_j; \\ 0, \text{в противном случае,} \end{cases}$$

где i и j – номера переменных x_i и y_j в новом лексикографическом упорядочении.

Систему неравенств, которые формализуют условие обеспечения активированных входов, можно записать в следующем виде:

$$\sum_{j=1}^{M} p_{ij} \geq x_i \,, i = \overline{1, k}. \tag{9}$$

Если $x_i = 1$, то в этой сумме найдется хотя бы одно слагаемое вида 1×1. Это значит, что существует активированный выход, который обеспечивает вход x_i. Если $x_i = 0$, то неравенство выполняется автоматически.

Любое верное решение задачи структурного синтеза ТРО должно удовлетворять поставленным техническим требованиям, таким как: соответствие массе базовой машины m максимальной глубине копания $H_К$, машина должна быть устойчивой $K_{СТ} > 1$, а также комплексу показателей критериев оптимизации (табл. 1) [7–10]. Для этого включим в решение гиперграфа условный элемент «внешняя среда»:

$$z_1 = 1. \tag{10}$$

Система уравнений (7)–(10) выражает физический смысл структурного синтеза по обобщенной структуре, изображенной в виде ориентированного гиперграфа. Любое решение этой системы представляет собой допустимый вариант структуры ТРО. Система является открытой и допускает включение дополнительных ограничений, которые описывают особенности принятия технического решения в конкретной ситуации. Все зависимости приведенной системы ограничений (7)–(10) являются линейными, а областью определения переменных являются множества {1,0}, таким образом, поставленная задача относится к задачам линейного булевого программирования.

Таблица 1

Система показателей для оценки эффективности ТРО ОГЭ

№ п/п	Показатели	Общая форма записи показателя	Условия рационализации и оптимизации	Шифр в гиперграфе
1	Эксплуатационная производительность на *i*-м виде работ, м^3 / ч	$П_{Э_i}$	$П_{e_i} \to max$	z_2
2	Объем грунта, разрабатываемого в периоде одного перемещения ОГЭ, м^3	$V_{тех.i}$	$V_{тех.i} \to max$	z_3
3	Глубина копания, м	$H_К$	$H_К \to max$	z_4
4	Радиус копания, м	R	$R \to max$	z_5
5	Вместимость ковша, м^3	q	$q \to max$	z_6
6	Масса ОГЭ, кг	G	$G \to min$	z_7
7	Мощность ОГЭ, кВт	N	$N \to min$	z_8
8	Время цикла, рабочих операций и перемещения, с	$t_ц, t_{ор_k}, t_{пер.}$	$t_ц \to min$ $t_{пер.} \to min$ $t_{ор_k} \to min$	z_9 z_{10} z_{11}
9	Энергоемкость, $\frac{кВт}{м^3/ч}$	$N_{УД} = \frac{N}{П_{Э_i}}$	$N_{УД} \to min$	z_{12}
10	Материалоемкость, $\frac{кг}{м^3/ч}$	$G_{УД} = \frac{G}{П_{Э_i}}$	$G_{УД} \to min$	z_{13}
11	Обобщенный показатель энергоемкости и материалоемкость, $\frac{кВт \cdot кг}{\left(м^3/ч\right)^2}$	$П_{NG} = \frac{NG}{П_{Э_i}^2}$	$П_{NG} \to min$	z_{14}
12	Показатель оценки энергоемкости глубины копания, кВт / м	$H_N = \frac{N}{H_к}$	$H_N \to min$	z_{15}
13	Показатель оценки материалоемкости глубины копания, кг / м	$H_G = \frac{G}{H_К}$	$H_G \to min$	z_{16}

Продолжение табл. 1

№ п/п	Показатели	Общая форма записи показателя	Условия рационализации и оптимизации	Шифр в гипер-графе
14	Обобщенный показатель экономии энергоемкости и материалоемкости глубины копания, $\frac{\text{кВт}\cdot\text{кг}}{\text{м}^2}$	$H_{NG}=\frac{NG}{H_к^2}$	$H_{NG}\to min$	z_{17}
15	Показатель энергоемкости по радиусу копания, кВт / м	$R_N=\frac{N}{R}$	$R_N\to min$	z_{18}
16	Показатель материалоемкости по радиусу копания, кг / м	$R_G=\frac{G}{R}$	$R_G\to min$	z_{19}
17	Обобщенный показатель экономии энергоемкости и материалоемкости по радиусу копания, $\frac{\text{кВт}\cdot\text{кг}}{\text{м}^2}$	$R_{NG}=\frac{NG}{R^2}$	$R_{NG}\to min$	z_{20}
18	Удельная производительность по массе ОГЭ, $\frac{\text{м}^3/\text{ч}}{\text{кг}}$	$\text{П}_{\text{УД}_G}=\frac{\text{П}_{\text{Э}_i}}{G}$	$\text{П}_{\text{УД}_G}\to max$	z_{21}
19	Удельная производительность по мощности ОГЭ, $\frac{\text{м}^3/\text{ч}}{\text{кВт}}$	$\text{П}_{\text{УД}_N}=\frac{\text{П}_{\text{e}_i}}{N}$	$\text{П}_{\text{УД}_N}\to max$	z_{22}
20	Показатель энергоемкости по вместимости ковша, кВт / м^3	$q_N=\frac{N}{q}$	$q_N\to min$	z_{23}
21	Показатель материалоемкости по вместимости ковша, кг / м^3	$q_G=\frac{G}{q}$	$q_G\to min$	z_{24}
22	Обобщенный показатель экономии энергоемкости и материалоемкости по вместимости ковша, $\frac{\text{кВт}\cdot\text{кг}}{\text{м}^6}$	$q_{NG}=\frac{NG}{q^2}$	$q_{NG}\to min$	z_{25}
23	Обобщенный показатель экономии энергоемкости и материалоемкости по глубине копания и вместимости ковша, $\frac{\text{кВт}^2\cdot\text{кг}^2}{\text{м}^8}$	$H_{NGq}=\frac{N^2G^2}{H_K^2q^2}$	$H_{NGq}\to min$	z_{26}
24	Обобщенный показатель экономии энергоемкости и материалоемкости по радиусу копания и вместимости ковша, $\frac{\text{кВт}^2\cdot\text{кг}^2}{\text{м}^8}$	$q_{NG\Delta R}=\frac{N^2G^2}{R^2q^2}$	$q_{NGR}\to min$	z_{27}

Окончание табл. 1

№ п/п	Показатели	Общая форма записи показателя	Условия рационализации и оптимизации	Шифр в гиперграфе
25	Выработка на одного рабочего, $\frac{\text{м}^3/\text{ч}}{w}$	$w_{\text{УД}} = \frac{\Pi_{\text{Э}_i}}{w}$	$w_{\text{УД}} \to max$	z_{28}
26	Обобщенный показатель энергоемкости, материалоемкости и выработка на одного рабочего, $\frac{\text{кВт}\cdot\text{кг}\cdot w}{\left(\text{м}^3/\text{ч}\right)^3}$	$\Pi_{NGw} = \frac{NGw}{\Pi^3_{\text{Э}_i}}$	$\Pi_{NGw} \to min$	z_{29}

Описанная комбинаторно-логическая модель позволяет получать новые решения за счет корректного сочетания элементов, принадлежащих реализованным решениям. Пользуясь методами комбинаторики, теории множеств и структурного синтеза, определяем общее количество возможных технологических схем, переменными факторами в которых будет количество задействованных для работы приводов в телескопических системах стрелы и рукояти.

Пусть объекты *A* и *B* представляют собой совокупность телескопических элементов *n* и *k*, а число технологических схем определяется количеством задействованных приводов *z* элементов *n* и *k* в объектах *A* и *B*, тогда количество вариативных комбинаций работы ТРО ОГЭ будет равно:

$$A_n B_k \to \left\{A_0 \vee \{A_1^z\} \vee \{A_2^z\}\right\} \times \left\{B_0 \vee \{B_1^z\} \vee \{B_2^z\}\right\}, \qquad (11)$$

где A_0 – стрела ОГЭ *традиционной* конструкции; $\{A_1^0, A_1^1\} \in A_1^z$ – вариации технологических схем *двухсекционной* телескопической стрелы ОГЭ; $\{A_2^0, A_2^1, A_2^{1\prime}, A_2^2\} \in A_2^z$ – вариации технологических схем *трехсекционной* телескопической стрелы ОГЭ; B_0 – рукоять ОГЭ *традиционной* конструкции; $\{B_1^0, B_1^1\} \in B_1^z$ – вариации технологических схем *двухсекционной* телескопической рукояти ОГЭ; $\{B_2^0, B_2^1, B_2^{1\prime}, B_2^2\} \in B_2^z$ – вариации технологических схем *трехсекционной* телескопической рукояти ОГЭ.

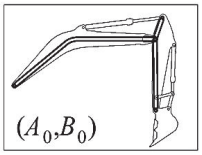
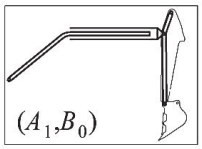
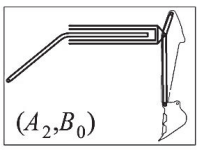
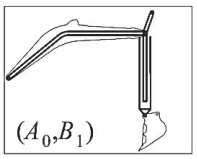
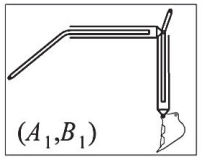
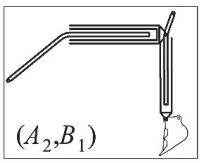
Вариации реализованных технологических схем ТРО ОГЭ, изображенных на рис. 5, представлены в табл. 2. Полученные структуры из традиционных и телескопических элементов включают все возможные комбинации и вариации технологических схем. Описанная комбинаторно-логическая модель позволяет получать новые решения за счет корректного сочетания элементов, принадлежащих реализованным решениям.

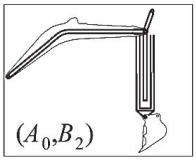
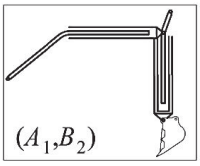
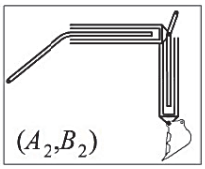
Предложенный способ формирования ТРО ОГЭ с изменяемыми геометрическими параметрами, в котором изменение параметров происходит за счет применения телескопических механизмов, позволяет получать кор-

ректные сочетания составляющих элементов в новые структуры РО. Представлен способ приведения вопроса структурного синтеза к задаче линейного дискретного программирования. Применение методов структурного синтеза, гиперграфов и теории множеств позволяет исключить физически невозможные комбинации. Полученные структуры из традиционных и телескопических элементов включают все возможные комбинации как кинематических, так и технологических схем ТРО.

Таблица 2

Вариации технологических схем телескопического РО ОГЭ

Кинематическая схема $A\times B=\{(A_nB_k)\mid A_n\in A\wedge B_k\in B\}$	Число тел. звеньев и их приводов			Структурная формула $(A_n\,B_k)=\{A_n\}\times\{B_k\}$	Вариации технологических схем $\left\{A_n^zB_k^z\right\}=\left\{A_n^2\right\}\times\left\{B_k^2\right\}$	
	n	k	z		**C**	формула
 (A_0,B_0)	0	0	0	$(A_0B_0)=A_0\times B_0$	1	$A_0^zB_0^z=A_0\times B_0$
 (A_1,B_0)	1	0	1	$(A_1B_0)=\{A_1\}\times B_0$	2	$A_1^zB_0^z=A_1^0\times B_0$ $A_1^zB_0^z=A_1^1\times B_0$
 (A_2,B_0)	2	0	2	$(A_2B_0)=\{A_2\}\times B_0$	4	$A_2^zB_0^z=A_2^0\times B_0$ $A_2^zB_0^z=A_2^1\times B_0$ $A_2^zB_0^z=A_2^{1'}\times B_0$ $A_2^zB_0^z=A_2^2\times B_0$
 (A_0,B_1)	0	1	1	$(A_0B_1)=A_0\times\{B_1\}$	2	$A_0^zB_1^z=A_0\times B_1^0$ $A_0^zB_1^z=A_0\times B_1^1$
 (A_1,B_1)	1	1	2	$(A_1B_1)=\{A_1\}\times\{B_1\}$	4	$A_1^zB_1^z=A_1^0\times B_1^0$ $A_1^zB_1^z=A_1^1\times B_1^0$ $A_1^zB_1^z=A_1^0\times B_1^1$ $A_1^zB_1^z=A_1^1\times B_1^1$
 (A_2,B_1)	2	1	3	$(A_2B_1)=\{A_2\}\times\{B_1\}$	8	$A_2^zB_1^z=A_2^0\times B_1^0$ $A_2^zB_1^z=A_2^1\times B_1^0$ $A_2^zB_1^z=A_2^{1'}\times B_1^0$ $A_2^zB_1^z=A_2^2\times B_1^0$ $A_2^zB_1^z=A_2^0\times B_1^1$ $A_2^zB_1^z=A_2^1\times B_1^1$ $A_2^zB_1^z=A_2^{1'}\times B_1^1$ $A_2^zB_1^z=A_2^2\times B_1^1$

Кинематическая схема $A\times B = \{(A_nB_k) \mid A_n \in A \wedge B_k \in B\}$	Число тел. звеньев и их приводов			Структурная формула $(A_n\ B_k) = \{A_n\}\times\{B_k\}$	Вариации технологических схем $\left\{A_n^z B_k^z\right\} = \left\{A_n^2\right\}\times\left\{B_k^2\right\}$	
	n	k	z		**C**	формула
 (A_0,B_2)	0	2	2	$(A_0\ B_2) = A_0\times\{B_2\}$	4	$A_0B_2^z = A_0\times B_2^0$ $A_0B_2^z = A_0\times B_2^1$ $A_0B_2^z = A_0\times B_2^{1'}$ $A_0B_2^z = A_0\times B_2^2$
 (A_1,B_2)	1	2	3	$(A_1\ B_2) = \{A_1\}\times\{B_2\}$	8	$A_1^zB_2^z = A_1^0\times B_2^0$
 (A_2,B_2)	2	2	4	$(A_2\ B_2) = \{A_2\}\times\{B_2\}$	16	$A_2^zB_2^z = A_2^0\times B_2^0$ $A_2^zB_2^z = A_2^0\times B_2^1$ $A_2^zB_2^z = A_2^0\times B_2^{1'}$ $A_2^zB_2^z = A_2^0\times B_2^2$ $A_2^zB_2^z = A_2^1\times B_2^0$ $A_2^zB_2^z = A_2^1\times B_2^1$ $A_2^zB_2^z = A_2^1\times B_2^{1'}$ $A_2^zB_2^z = A_2^1\times B_2^2$ $A_2^zB_2^z = A_2^{1'}\times B_2^0$ $A_2^zB_2^z = A_2^{1'}\times B_2^1$ $A_2^zB_2^z = A_2^{1'}\times B_2^{1'}$ $A_2^zB_2^z = A_2^{1'}\times B_2^2$ $A_2^zB_2^z = A_2^2\times B_2^0$ $A_2^zB_2^z = A_2^2\times B_2^1$ $A_2^zB_2^z = A_2^2\times B_2^{1'}$ $A_2^zB_2^z = A_2^2\times B_2^2$

Список литературы

1. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Интенсификация земляных работ в дорожном строительстве. М., 1983.

2. Галимуллин В.А., Беляков Ю.И., Левинзон А.Л. Земляные работы. М., 1990.

3. Божко А.Н. Структурный синтез как задача дискретной оптимизации. М., 2010. № 9. С. 25–46.

4. Гаркави Н.Г. Машины для земляных работ. М., 1982.
5. Дитрих Я. Проектирование и конструирование. Системный подход. М., 1981.
6. Крон Г. Исследование сложных систем по частям (диакоптрика). М., 1972.
7. Машини для земляних робіт: підручник / Л.А. Хмара, С.В. Кравець, М.П. Скоблюк та ін.; за заг. ред. д.т.н., проф. Л.А. Хмара та д.т.н., проф. С.В. Кравця. Х., 2014.
8. Хмара Л.А., Дахно О.А. Теоретические основы формирования телескопического рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора // Строительные и дорожные машины. № 12. М., 2015. С. 44–50.
9. Хмара Л.А., Дахно О.А. Телескопическое рабочее оборудование гидравлического экскаватора и оценка его эффективности // Строительные и дорожные машины. М., 2013. № 11. С. 8–11.
10. Хмара Л.А., Дахно О.А. Оцінка ефективності телескопічного робочого обладнання одноківшевого екскаватора та визначення продуктивності // Вестник ХНАДУ. Х., 2014. № 65–66. С. 263–272.
11. Хмара Л.А., Дахно О.А., Романовський О.Л. Тенденції розвитку робочого обладнання гідравлічних екскаваторів з ізмінними геометричними параметрами // Вісник НУВГтП. Рівне, 2015. № 2 (70). С. 433–448.

УДК 621.878.25
Л.А. Хмара, О.А. Дахно
Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры

Тенденции развития рабочего оборудования гидравлических экскаваторов с изменяемыми геометрическими параметрами

Наиболее распространенной и часто используемой строительной техникой является одноковшовый гидравлический экскаватор (ОГЕ). В настоящее время одним из основных направлений совершенствования рабочего оборудования (РО) ОГЕ является развитие и создание новых конструкций, которые позволяют расширить технологические свойства благодаря возможности изменять геометрические параметры РО за счет наличия как новых структур, созданных из новых и традиционных элементов, так и оснащенных телескопическим рабочим оборудованием (ТРО), а именно телескопической стрелой и рукоятью, в которых изменение этих параметров происходит плавно и появляется возможность осуществлять широкую

© Хмара Л.А., Дахно О.А., 2016

адаптацию к различным условиям работы и сократить количество специализированной техники на строительной площадке.

Перспективным направлением развития землеройной техники является ТРО ОГЭ, которое позволяет увеличить глубину копания и высоту разгрузки, объем разрабатываемого грунта в периоде одного перемещения и радиус работы РО, быстро и в широком диапазоне менять геометрические параметры РО и использовать широкий спектр рабочих органов, при этом ТРО ОГЭ позволяет объединять рабочие операции с одновременным изменением линейных размеров РО, что позволяет уменьшать время цикла, а также позволяет выполнять планировочные работы.

Из этого следует, что проблема исследования и определения рациональных конструктивных параметров ТРО ОГЭ актуальна [1–5].

Для определения возможных направлений развития РО ОГЭ с изменяемыми геометрическими параметрами рассмотрим существующие конструкции и патентные решения подобного оборудования.

Одним из самых распространенных способов изменения геометрических параметров ОГЭ является применение сменного РО увеличенной длины. Применение сменного РО (например, переменной рукояти большей длины) дает возможность расширить геометрию рабочей зоны РО, но при этом имеет некоторые недостатки: трудоемкость замены одного рабочего органа на другой, ступенчатое изменение геометрических параметров при замене элементов РО.

Известны и широко применяются, например, экскаваторы, оснащенные РО с увеличенной длиной стрелы и рукояти (рис. 1) [6–8].

а *б*

Рис. 1. Экскаваторы с увеличенным РО при производстве работ: *а* – Hitachi ZX 250LC при работе на расчистке канала; *б* – Komatsu PC 240LC-10

Подобное оборудование обеспечивает широкие диапазоны применения ОГЭ при очистке рек и дренажных каналов, а также для строительства

откосов. РО увеличенной длины обеспечивает большую зону обслуживания и объем разрабатываемого грунта в периоде одного перемещения ОГЭ по сравнению с традиционным РО, при этом достигается большая глубина копания и устраняется необходимость в частых перемещениях машины.

Мировые лидеры экскаваторостроения комплектуют свои модели ОГЭ подобным РО, например экскаваторы фирм NewHolland и Hitachi (рис. 1–3). Технические параметры моделей, оснащенных подобным оборудованием, представлены в табл. 1 и 2.

Экскаваторы фирм Komatsu (рис. 1, *б*; 4, *б*) и Caterpillar имеют похожие технические и технологические параметры.

Анализируя статистические материалы технических и конструктивных параметров, можно сделать вывод, что параметры элементов рабочего оборудования экскаваторов одной размерной группы имеют сходные значения и подобные массовые показатели.

Примем за постоянный параметр массу базовой машины, или глубину копания, или высоту разгрузки, тогда коэффициент подобия для некоторого *j*-го элемента РО экскаватора равен:

$$k_l^m = \sum_1^n l_j \Big/ n \cdot m^{1/3}; \tag{1}$$

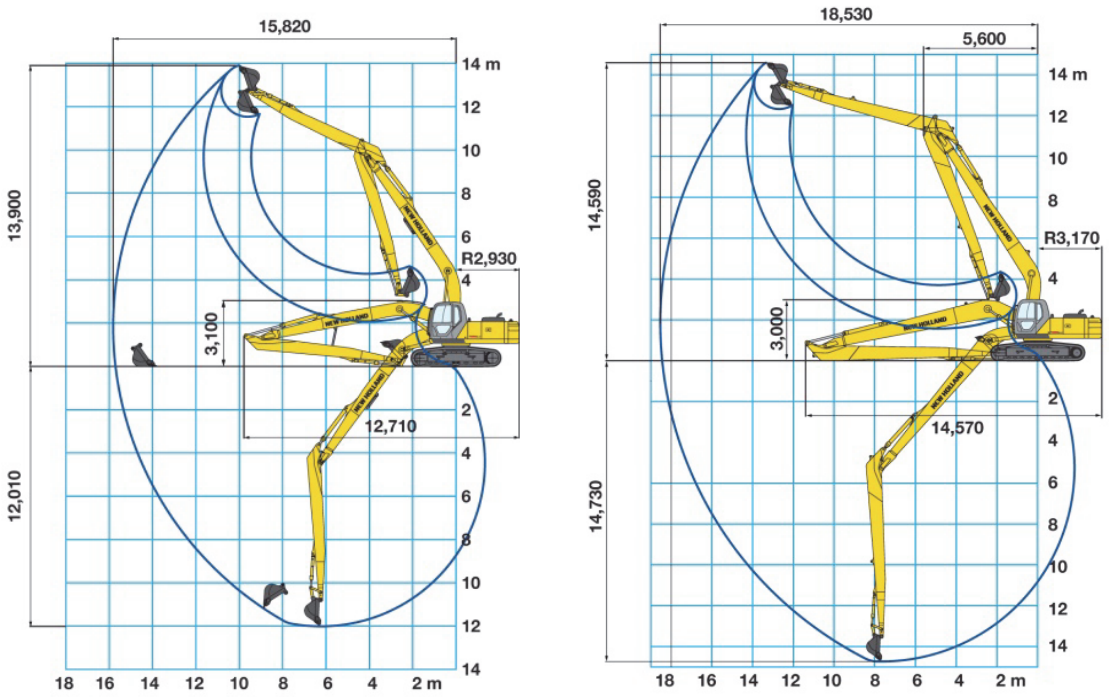
$$k_l^{H_к} = \sum_1^n l_j \Big/ n \cdot H_к^{1/3}; \tag{2}$$

$$k_l^{H_р} = \sum_1^n l_j \Big/ n \cdot H_р^{1/3}; \tag{3}$$

где l_j – линейный параметр *j*-го элемента РО экскаватора; n – количество подобных элементов; m – масса машины, $H_к$ – глубина копания, $H_р$ – высота разгрузки.

Также известны технические решения, в которых для расширения геометрических параметров и расширения рабочей зоны и зоны обслуживания экскаватора применяются дополнительные традиционные элементы (например, дополнительные рукояти) и различные новые элементы. Синтез таких традиционных и новых элементов позволяет получать новые структуры РО с новыми техническими и технологическими свойствами.

Так, фирма NewHolland предлагает модели экскаваторов, оснащенных новыми видами РО, в которых для расширения рабочей зоны применяются дополнительные рукояти традиционной конструкции (рис. 4, *а*). РО такой структуры позволяет увеличить степень подвижности по сравнению с традиционными структурами РО и оборудования увеличенной длины, а также использовать новые виды рабочих органов [8].



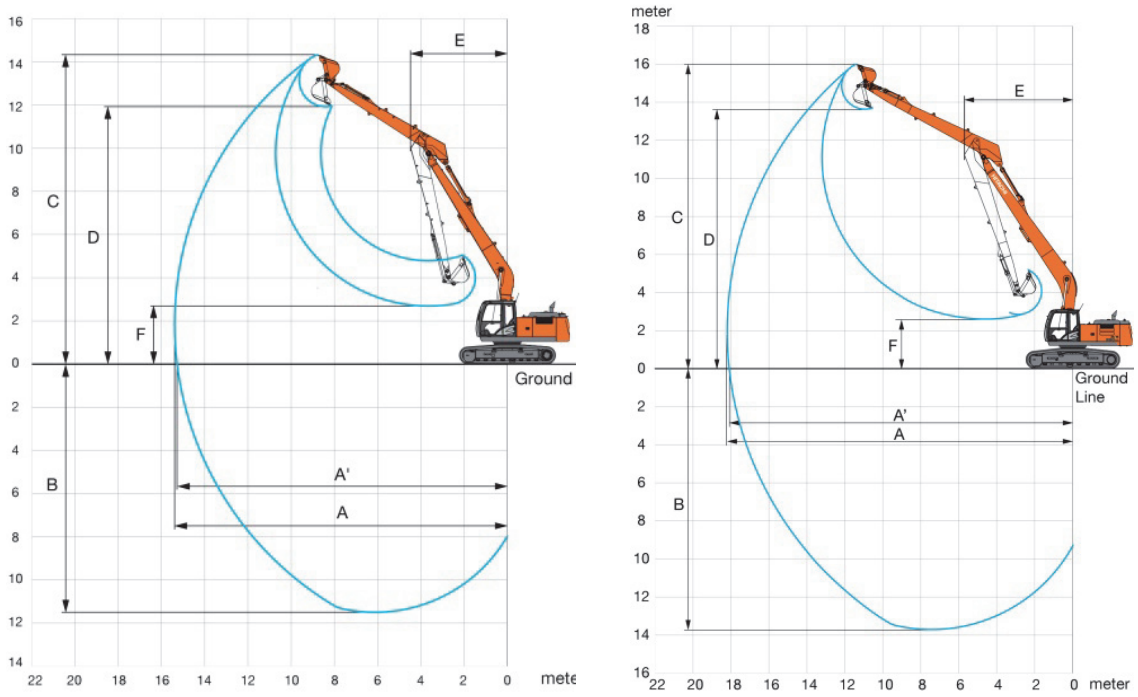
а *б*

Рис. 2. Экскаваторы фирмы NewHolland с увеличенными размерами РО:
а – E 215 LC; *б* – E 265 LC

Таблица 1

Технические параметры экскаваторов с увеличенным РО

Параметр	Фирма и модель экскаватора						
	NewHolland		Hitachi				
	E 215 LC	E 265 LC	ZX 85UX	ZX 210LC	ZX 250LC	ZX 290LC	ZX 350LC
Масса, т	24,2	28,7	9,34	21,9	26	29,9	35,3
Вместимость ковша, м^3	0,45		0,28	0,30 0,40 0,45	0,40 0,45 0,50 0,59 0,66 0,75		0,52 0,60 0,70 0,82
Мощность двигателя, кВт	118	137	34,1	122	132	140	202
Радиус копания, м	15,8	18,6	10,3	15,4	15,1	18,2	20,5
Глубина копания, м	12,01	14,73	7,7	11,5	10,7	13,7	16,0
Высота разгрузки, м	11,5	12,5	8,3	11,9	11,7	13,7	13,25
Тип движителя	Гусеничный						
Скорость передвижения, км/ч	6,0	5,8	5,0	5,5		5,2	5,0



а *б*

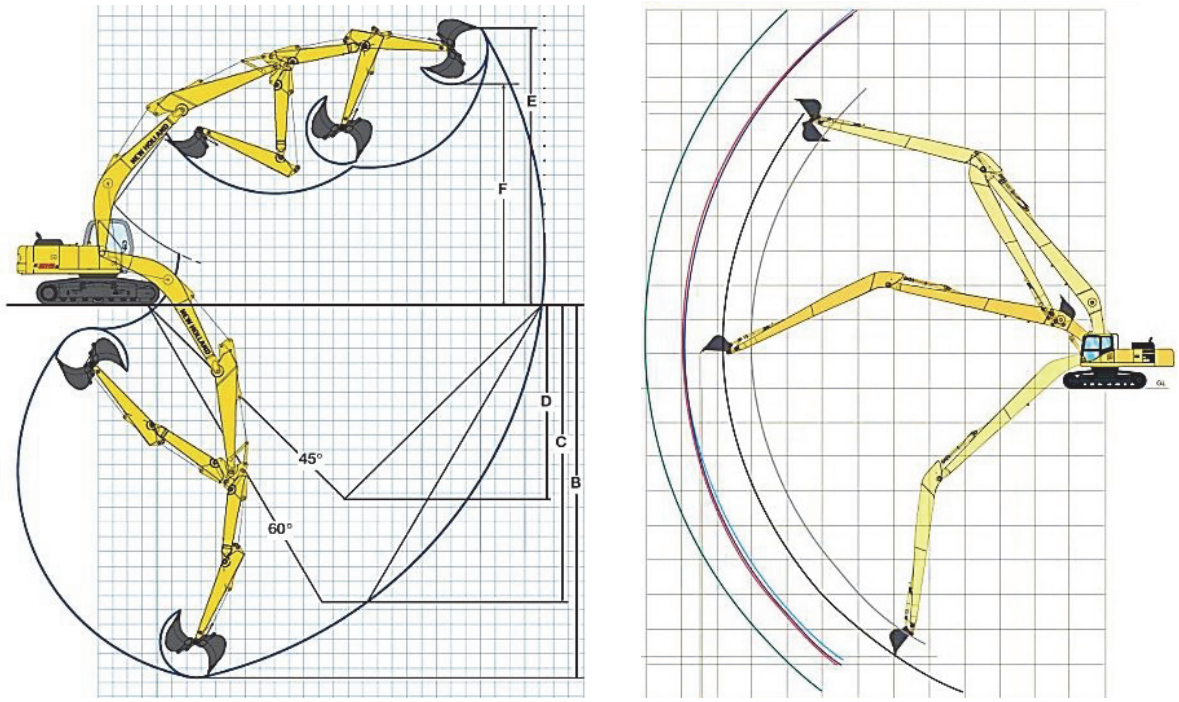
Рис. 3. Экскаваторы фирмы Hitachi: *а* – ZX 210LC; *б* – ZX 290LC

Таблица 2

Технические параметры экскаваторов с увеличенным РО

Параметр	Фирма и модель экскаватора					
	Komatsu					CAT
	PC 210LC-10	PC 240LC-10	PC 290LC-10	PC 360LC-10	PC 390LC-10	336D
Масса, т	23,6	25,0	31,14	37,0	39,4	40
Вместимость ковша, м^3	0,46	0,57		0,68 0,96		0,44 0,59 0,86 1,08 1,13 1,19 1,30 1,41
Мощность двигателя, кВт	118	132	147	162	192	200
Радиус копания, м	15,24	18,36	18,29			18,45
Глубина копания, м	11,5	13,0	12,62	12,45	12,26	12,89
Высота разгрузки, м	11,83	15,55	15,09	14,17	14,37	12,8
Тип движителя	Гусеничный					
Скорость передвижения, км/ч	5,5					5,2

Известны также ряд моделей экскаваторов, в которых для расширения геометрических параметров зоны обслуживания применяют многосекционное РО, которое позволяет увеличить степень подвижности РО, например трехсекционные РО фирмы OEM, а также модели E385LC и E485LC фирмы NewHolland с пятисекционным РО (рис. 5). Фирма OEM предлагает комплектовать свое РО ковшами вместимостью 0,45–0,63 м^3 и применять для рытья грунта в условиях ограниченного количества площадок для размещения машины, а также для обустройства уклонов, каналов и расчистки водоемов.

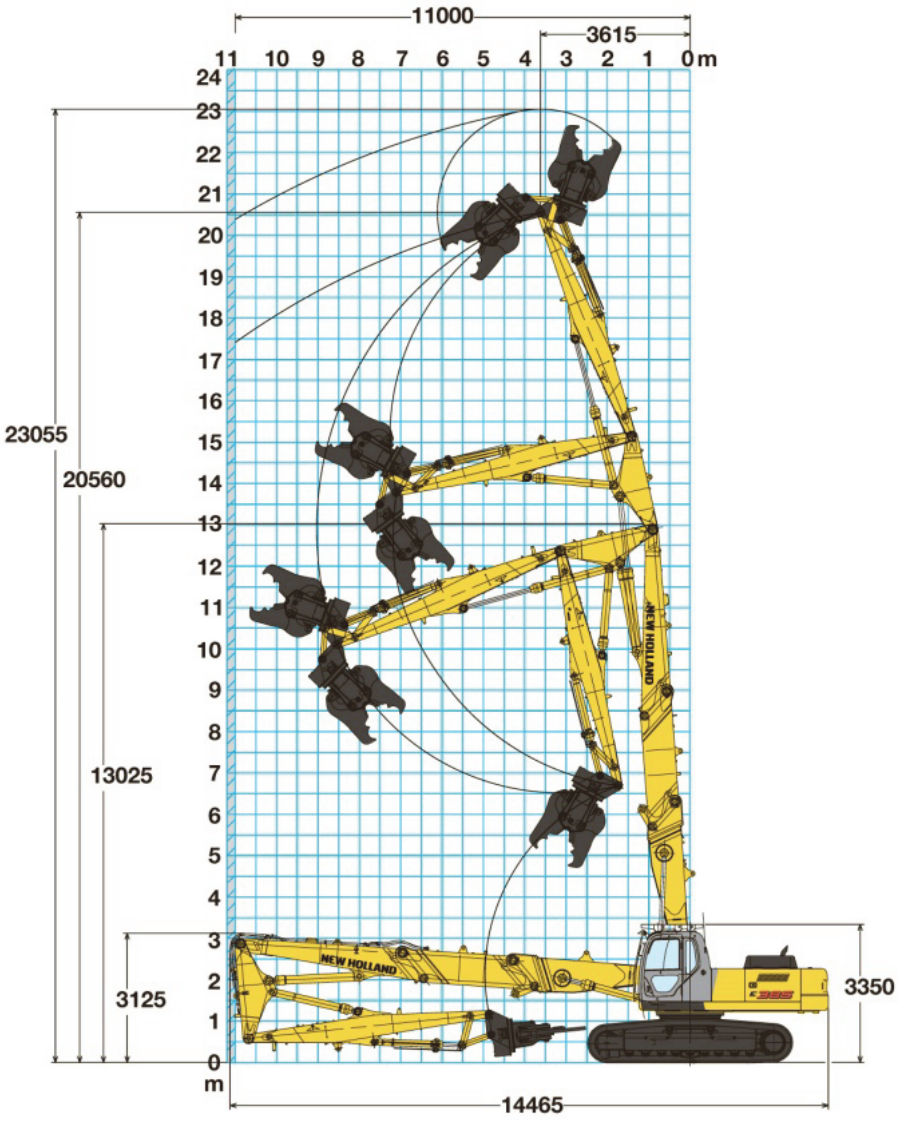


а *б*

Рис. 4. Новые структуры РО ОГЕ: *а* – экскаватор E215 BLC-M с несколькими рукоятями фирмы New Holland; *б* – экскаватор PC240LC-10 фирмы Komatsu с увеличенными размерами элементов РО

Наиболее перспективным РО ОГЭ, которое способно обеспечить широкий диапазон глубины копания, высоты разгрузки, большой зоны обслуживания, является ТРО. Применение оборудования подобного типа позволяет получать переменную производительность, плавно-бесступенчато изменять геометрические параметры РО, использовать экскаватор для новых видов работ (например, планировочных). Кроме этого, применение телескопических конструкций РО позволяет совмещать рабочие операции с одновременным изменением геометрических параметров оборудования, что, в свою очередь, позволяет минимизировать время рабочего цикла.

а



б

Рис. 5. Новые структуры РО ОГЕ: *а* – экскаватор с трехсекционным РО фирмы OEM; *б* – экскаватор E 385LC фирмы NewHolland с многосекционным РО изменяемой геометрии

Повышение производительности экскаватора с ТРО по сравнению с экскаватором, оснащенным традиционным РО, достигается за счет увеличения объема разрабатываемого грунта с одной стоянки, что позволяет уменьшить количество и время внецикловых операций (перемещение машины на новое место для дальнейшей разработки грунта) и уменьшить время рабочего цикла (по сравнению с экскаваторами, оснащенными РО с увеличенными параметрами).

В современном экскаваторостроении основными элементами для применения телескопических элементов являются рукояти. Так, например, фирмы JCB, JohnDeere (4045T), Caterpillar оборудуют свои экскаваторы II размерной категории телескопическими рукоятями (рис. 6–8) для выполнения работ по традиционным технологическим схемам в сочетании с традиционными ковшами.

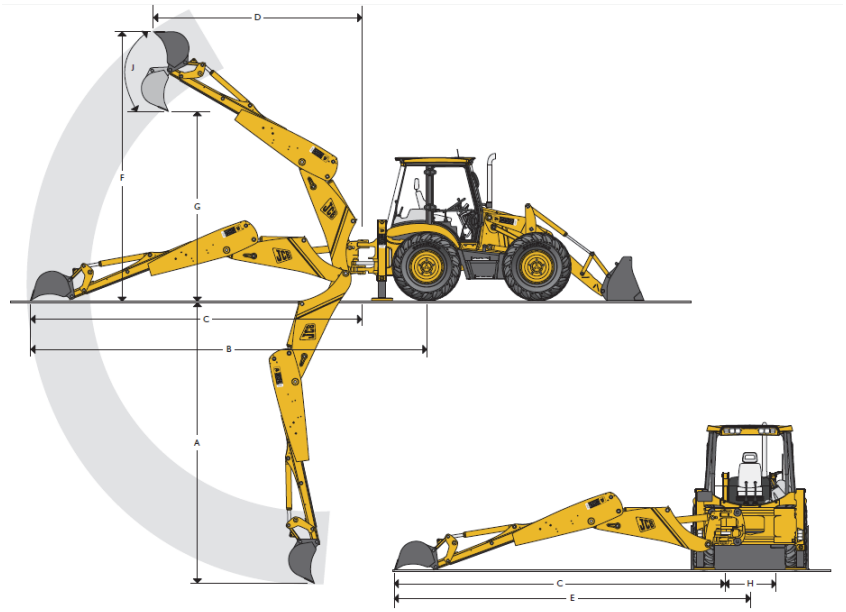


Рис. 6. Экскаватор-погрузчик JCB3CX с телескопической рукоятью

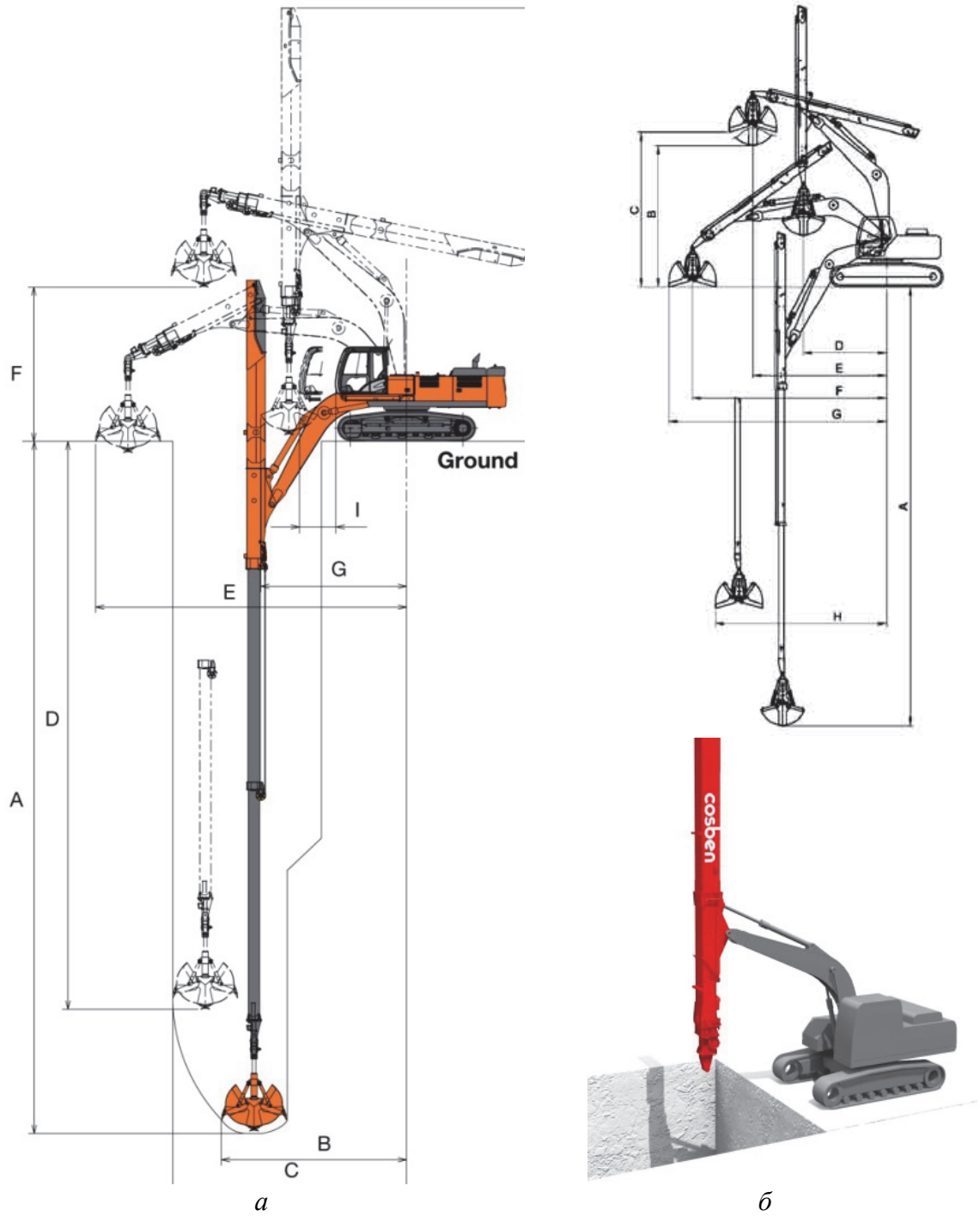
Рис. 7. Экскаватор с телескопической рукоятью фирмы JCB

Рис. 8. Экскаватор с телескопической рукоятью фирмы CAT 444E

Рис. 9. Экскаватор CAT 336D с телескопической рукоятью

Экскаваторы III и IV размерных групп оборудуют телескопическими рукоятями в сочетании с грейферным РО. Подобные конструкции имеют канатно-гидравлические конструкции телескопического механизма рукояти.

Известны модели фирмы Hitachi ZX210LC-5B с телескопической рукоятью S-TC200R-8 (рис. 10, *а*), ZX225USRLC-3, ZX330LC-3 с телескопической рукоятью S-TC300R-7, а также экскаватор фирмы Cosben (рис. 10, *б*) *CAT* 336D (рис. 9); экскаваторы, оснащенные подобным РО, позволяют выполнять работы на глубине от 18 до 36 м.



а *б*

Рис. 10. Экскаваторы с телескопическими рукоятями: *а* – Hitachi ZX210LC-5B; *б* – CosbenTA

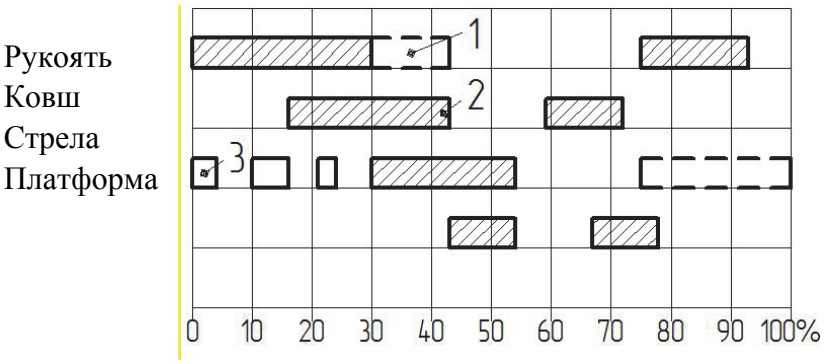


Рис. 11. Циклограмма работы экскаватора с оборудованием «обратная лопата»: *1* – операции, выполнение которых не требует энергетических затрат; *2* – операции, требующие затрат энергии; *3* – краткосрочные включения

Следует отметить, что рабочий процесс ОГЭ как машины циклического действия осуществляется таким образом, что рабочая операция – копание – периодически прерывается выполнением вспомогательных операций: подъема РО, поворота платформы на разгрузку, поворотов рукояти и ковша при разгрузке, опускания РО, поворота ковша и рукояти при возвращении рабочего органа в начальную точку в забое. Сочетание этих последовательно соединенных операций, обеспечивающих заполнение ковша, разгрузки и возвращения в исходное положение, называется рабочим циклом экскаватора. Для каждого вида оборудования при выполнении рабочего цикла существует своя последовательность движений исполнительных механизмов (рис. 11) [9–11]. Циклограмма работы, представленная на рис. 10, показывает, что при выполнении рабочих операций в цикле рукоять применяется на 42 %, ковш – на 27 %, а стрела – на 24 %, таким образом, можно сделать вывод, что наиболее целесообразным является применение телескопических механизмов именно в стреле, поскольку это позволит снизить активные нагрузки на телескопические механизмы и увеличить долговечность этих механизмов.

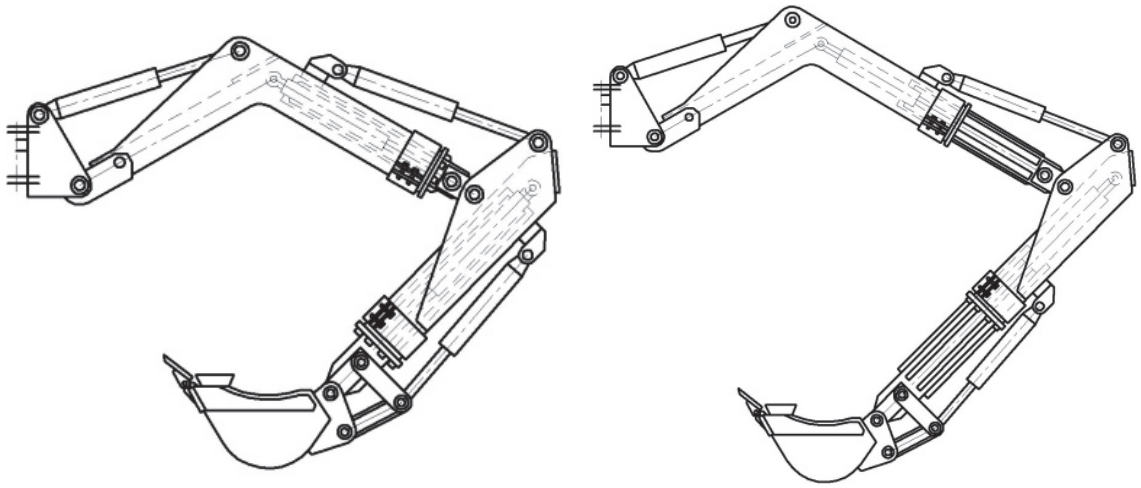
Применение телескопических стрел в РО экскаватора в сочетании как с традиционными, так и телескопическими рукоятями позволяет нивелировать недостатки применения только телескопической рукояти (рис. 12, 13) [7–9].

Очевидно, что глубина копания зависит от угла α поворота стрелы, а положение ведомого звена ρ ограничивается конструктивными параметрами гидроцилиндра, при этом, обеспечение наибольшей глубины копания возможно при $\alpha \rightarrow max$ (рис. 14) [12–14]. Таким образом, при телескопировании стрелы использования моноблочной конструкции стрелы является менее целесообразным; исходя из этого, наиболее технологичной будет конструкция телескопической стрелы шарнирно-сочлененной конструкции.

$$\text{Н}_\text{К} = R_{\text{Р+К}} + R_\text{С} \cdot \sin\alpha - h_\text{Ш}, \alpha \to max \qquad (4)$$

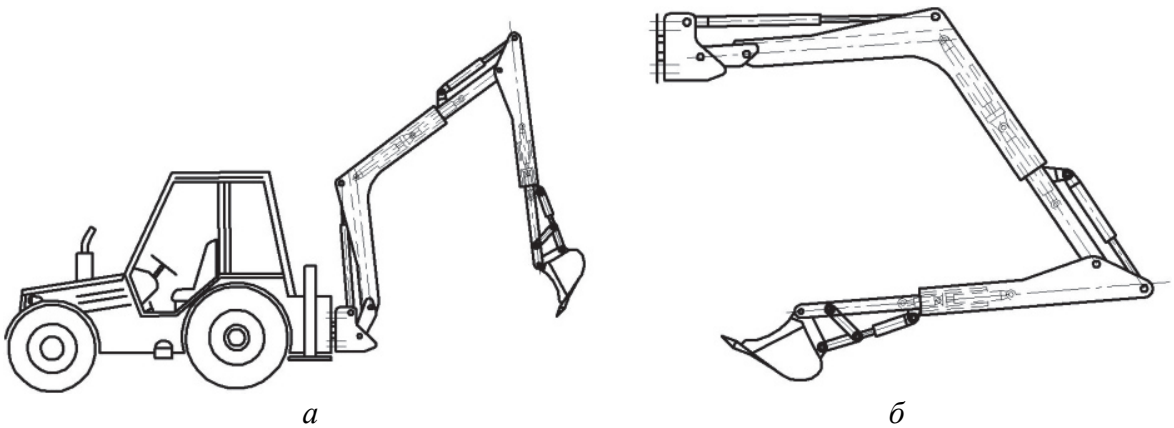
где $h_\text{Ш}$ – высота крепления шарнира пяты стрелы; $R_\text{С}$ – радиус лы; $R_{\text{Р+К}}$ – радиус рукояти с ковшом.

Проведенный обзор и анализ позволил выявить тенденции развития рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов с переменными геометрическими характеристиками рабочего оборудования, преимущества и недостатки существующего оборудования. Для изменения геометрических параметров в реальных конструкциях РО обычно используются РО увеличенного размера, дополнительные элементы и секции, а также телескопические рукояти, при этом применению телескопических механизмов в стреле внимание почти не уделяется.



а *б*

Рис. 12. Конструкция ТРО по а.с. Украины № 43969: *а* – телескопическое РО при втянутых телескопических секциях стрелы и рукояти; *б* – ТРО при выдвинутых телескопических секциях стрелы и рукояти



а *б*

Рис. 13. Конструкция экскаватора с телескопической стрелой и рукоятью по а.с. Украины № 65783: *а)* общий вид; *б)* ТРО при втянутых телескопических секциях стрелы и рукояти

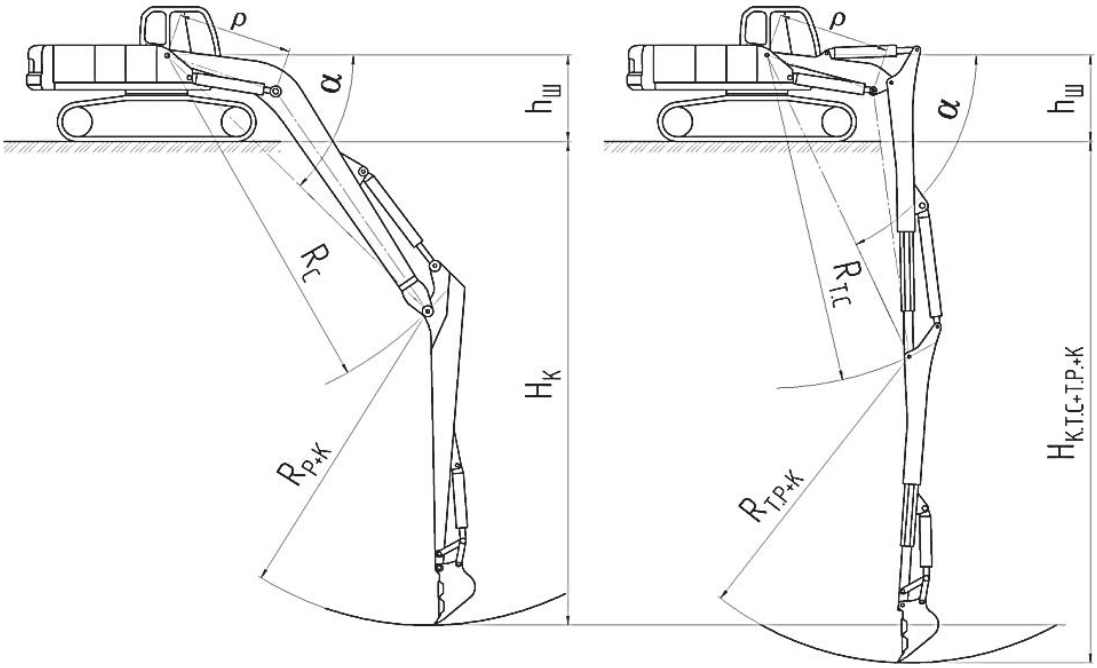


Рис. 13. Сравнительная схема глубины копания при использовании моноблочной и шарнирно-сочлененной стрелы

Авторами предоставлены аналитические уравнения для определения размеров элементов РО на основе заданных параметров, а также рекомендации по применению телескопических элементов в стреле РО гидравлического экскаватора.

Список литературы

1. Машини для земляних робіт: підручник / Л.А. Хмара, С.В. Кравець, М.П. Скоблюк та ін.; за заг. ред. д.т.н., проф. Л.А. Хмара та д.т.н., проф. С.В. Кравця. Х., 2014.

2. Хмара Л.А. Оценка эффективности телескопического рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора // Строительство, материаловедение, машиностроение. ПГАСиА. Днепропетровск, 2002. Вып. 15.4.2. С. 143–150.

3. Хмара Л.А. Тенденции совершенствования специализированного землеройного оборудования к тракторам и экскаваторам // Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Вып. 15. Днепропетровск, 2002. С. 4–27.

4. Модернізація та підвищення продуктивності будівельних машин / Л.А. Хмара, М.П. Колісник, В.П. Станевський. Киев, 1992.

5. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Интенсификация разработки грунтов в дорожном строительстве. М., 1976.

6. Specifications ZX210LC / ZX210L CNTYPEH15LD SUPER LONG FRONT // Рекламная брошюра. 2013. С. 36. URL: http://www.hcme.com/content/download/7555/80402/file/KA-EN097EU.pdf.

7. Specifications SUPERLONGFRONT Komatsu // Рекламная брошюра. 2015. С. 12. URL: http://www.komatsuamerica.com/equipment/excavators/70001-260000lbs/pc390lc-10slf#productBrochure

8. New Holland MULTIFUNCTION E215b E245b // Рекламная брошюра. 2009. С. 8. Publishedby NEW HOLLAND KOBELCO CONSTRUCTION MACHINERY S.p.A.Italy. LEADER Firenze. Cod. 30 460GB. Stampato 03/09.

9. Смоляницкий Э.А., Мокин Н.В. Гидравлические экскаваторы. Ч. 1. Определение параметров. Н., 1990.

10. Хмара Л.А., Дахно О.О. Телескопічне робоче обладнання гідравлічного екскаватора, оцінка його ефективності та визначення об'єму копання ґрунту // Строительство, материаловедение, машиностроение. ПГАСиА. Днепропетровск, 2012. Вып. 66.4.2. С. 29–37.

11. Хмара Л.А., Дахно О.О. Визначення теоретичного об'єму копання ґрунту одноківшевим екскаватором з телескопічним робочим обладнанням // Строительство, материаловедение, машиностроение. ПГАСиА. Днепропетровск, 2012. Вып. 66.4.2. С. 38–49.

12. Хмара Л.А., Дахно О.О. Формування та оцінка ефективності телескопічного робочого обладнання одноківшевого гідравлічного екскаватора // Строительство, материаловедение, машиностроение. ПГАСиА. Днепропетровск, 2011. Вып. 63.4.2. С. 142–154.

13. Хмара Л.А., Дахно О.О. Теоретические основы формирования телескопического рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора // Строительные и дорожные машины. М., 2015. № 12. С. 44–50.

14. Хмара Л.А., Дахно О.О. Телескопическое рабочее оборудование гидравлического экскаватора и оценка его эффективности // Строительные и дорожные машины. М., 2013. № 11. С. 8–11.

УДК 629.371.21

К.С. Хряков, П.А. Сорокин
Московский государственный университет путей сообщения

Система повышения устойчивости гоночных автомобилей при прохождении поворотов на больших скоростях

Активную роль в развитии транспортного машиностроения играют автоспортивные соревнования. Автоспорт уверенно занимает лидирующие позиции среди всех отраслей машиностроения по количеству внедрения новых технологий, систем и технических решений, позволяющих увели-

© Хряков К.С., Сорокин П.А., 2016

чить скорость, надежность и безопасность движения, уступая только военной промышленности и самолетостроению.

В автоспорте впервые были разработаны и внедрены такие системы автомобилей, как активная подвеска, антиблокировочная тормозная система, система эффективного отбора мощности с коленчатого вала двигателя и др., которые сегодня широко используются на автомобилях, предназначенных для езды по дорогам общего пользования [4].

Желание ехать быстрее и безопаснее заставляет ведущих производителей гоночных автомобилей искать принципиально новые технические решения, обеспечивающие решение поставленных задач. При этом множество проблем возникает при попытках сохранить высокую скорость и устойчивость в поворотах.

Наиболее остро проблема обеспечения устойчивости при прохождении поворотов на больших скоростях проявляется при эксплуатации одноместных машин с открытыми колесами (относятся «Формула-1», GP2, GP3, «Формула Рено 3.5», IndyCarSeries, «Формула-3» и др.) [5].

Особое внимание уделяется аэродинамике подобных автомобилей. Они оснащаются аэродинамическими элементами, работающими по принципу перевернутого крыла и генерирующими прижимную силу, которая позволяет увеличить сцепление автомобиля с дорожным полотном.

Именно при работе над аэродинамическим обтеканием автомобиля конструкторы ведущих гоночных команд стараются получить преимущество над своими конкурентами.

Однако значительная часть таких «разработок», продуваемых в аэродинамических трубах и моделируемых методами вычислительной гидродинамики, проектируются исходя из стационарных условий, применяемых как к воздушному потоку, так и к самому автомобилю.

В реальных условиях, когда автомобиль движется по трассе, из-за неровности дорожного полотна, а также вибраций двигателя и трансмиссии, на некоторые аэродинамические элементы машины, генерирующие прижимную силу, передаются возмущающие колебания, которые понижают эффективность работы этих узлов. При этом турбулентные потоки воздуха и порывистый ветер также могут вызывать вибрации аэродинамических элементов.

Поэтому при проектировании всех аэродинамических элементов, генерирующих прижимную силу, необходимо учитывать вибрации, которые будут возникать в процессе эксплуатации автомобиля.

Для анализа характера вибраций, возникающих на аэродинамических элементах гоночных автомобилей, были проведены их экспериментальные исследования. Эксперимент проводился на гоночной трассе «Моторлэнд Арагон» (Испания), в качестве объекта исследования был использован гоночный автомобиль «Даллара Т12».

Обработка результатов эксперимента методами спектрального анализа показала, что наибольшей энергией обладают колебания с частотой, не превышающей 7,5 Гц [1, 2].

После этого было проведено исследование аэродинамического обтекания переднего антикрыла гоночного автомобиля «Даллара Т12», колебания которого были исследованы в ходе проведения эксперимента.

Гидродинамические расчеты показали, что при скорости воздушного потока, равной 40 м/с, значение прижимной силы, генерируемой колеблющимся антикрылом, снижается на 23,6 % по сравнению со значением, полученным в результате моделирования обтекания абсолютно жесткого недеформируемого антикрыла.

Поскольку на стадии проектирования гоночного автомобиля сложно определить характеристики колебаний его аэродинамических элементов, в процессе эксплуатации возникает необходимость в компенсации потери уровня прижимной силы во время езды гоночного автомобиля по трассе.

Эта проблема может быть решена управлением характеристиками аэродинамического обтекания.

Коллективом авторов разработан способ повышения устойчивости и улучшения управляемости гоночных автомобилей, основанный на активном управлении углом атаки закрылков антикрыльев.

Сущность этого способа заключается в установке дополнительной системы автоматического управления, которая при изменении показателей устойчивости и управляемости будет вырабатывать активные воздействия на закрылки антикрыльев гоночного автомобиля с целью обеспечения его стабильного движения.

Структурная схема предложенного способа приведена на рисунке. Основным элементом системы управления, спроектированной для реализации этого способа, является программируемый логический контроллер, в который поступает информация о движении гоночного автомобиля с датчиков, измеряющих: скорость автомобиля по ГЛОНАСС/GPS-сигналу, скорость каждого колеса автомобиля, продольное и поперечное ускорение автомобиля, угол поворота руля и давление в тормозной системе.

Обрабатывая полученные входные сигналы с датчиков по определенному алгоритму, контроллер вырабатывает управляющие воздействия на приводы механизмов изменения угла атаки закрылков антикрыльев.

Исходя из наиболее распространенной компоновки современных гоночных автомобилей формульного типа, управление осуществляется двумя закрылками переднего антикрыла, расположенными с его левой и правой стороны соответственно, и одним закрылком заднего антикрыла, расположенного вдоль всей его поверхности. При этом из-за большой длины заднего закрылка рационально использовать два привода, расположенных по его торцам и работающих синхронно [3].

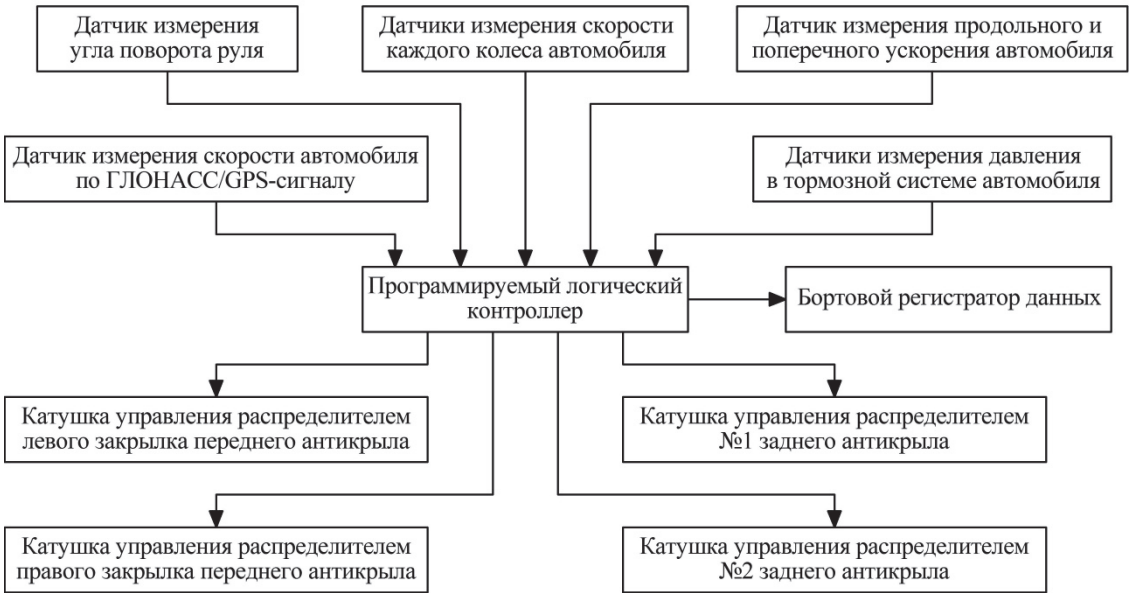


Рис. 1. Структурная схема способа обеспечения устойчивости гоночных автомобилей при прохождении поворотов на больших скоростях

Программа контроллера написана на графическом языке программирования CFC в среде разработки CODESYS и состоит из двух частей. Выбор языка программирования обусловлен возможностью выполнения параллельных процессов, что позволяет сократить быстродействие работы системы.

Первая часть алгоритма контроллера заключается в обеспечении устойчивого торможения перед поворотом. При нажатии гонщиком на педаль тормоза контроллер увеличивает угол атаки заднего закрылка, в результате чего увеличивается прижимная сила на задней оси автомобиля, компенсируя смещение веса автомобиля на переднюю ось и увеличивая эффективность торможения.

Во время поворота автомобиля вступает в действие основная часть алгоритма. Контроллер отслеживает управляемость автомобиля в каждый момент времени и определяет, склонен ли автомобиль к нейтральной, избыточной или недостаточной поворачиваемости. На основе этого вырабатываются необходимые управляющие воздействия на приводы механизмов изменения угла атаки закрылков.

Определение текущей характеристики управляемости автомобиля осуществляется в сравнении реального угла поворота руля гонщиком с «теоретическим» углом поворота, высчитываемым программой контроллера в зависимости от параметров движения и необходимым и достаточным для прохождения поворота определенной кривизны с определенной скоростью.

Предложенный способ позволяет обеспечивать устойчивость и хорошую управляемость гоночных автомобилей в условиях постоянного изменения внешних воздействий и параметров движения.

Список литературы

1. Сорокин П.А., Хряков К.С. Спектральный анализ вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля «Даллара Т12» // Известия ТулГУ. Технические науки. Вып. 7: в 2 ч. Ч. 1. Тула, 2015. С. 221–226.

2. Хряков К.С. Анализ вибраций переднего антикрыла гоночного автомобиля «Даллара Т12» // Известия ТулГУ. Технические науки. Вып. 5: в 2 ч. Ч. 1. Тула, 2015. С. 218–225.

3. Campbell C. The sports car. Its design and performance. London: Chapman and Hall, 1978.

4. Katz J. Race car dynamics: designing for speed. Cambridge: Bentley Publishers, 1995.

5. Milliken W. F. Race car vehicle dynamics. Warrendale: SAE International, 1995.

УДК 621.883

Р.М. Авдеев, О.Н. Губарь, А.А. Шайхадинов
Сибирский федеральный университет

Классификация и сравнение оборудования для затяжки резьбовых соединений

В большинстве элементов транспортных и технологических машин, строительного оборудования, дорожных конструкций применяются резьбовые соединения. Основное преимущество болтового соединения – это возможность разобрать и собрать конструкцию для обслуживания, ремонта и транспортировки. Кроме этого, к достоинствам относятся взаимозаменяемость, универсальность, надежность, массовость.

В последнее время происходит рост требований к качеству, безопасности и точности затяжки резьбовых соединений, что трудно обеспечить «ручным режимом» закручивания и откручивания. Так как ручные динамометрические ключи обеспечивают момент в среднем до 400–500 Нм, а на шпильке 30 мм уже надо примерно 1500 Нм, поэтому при затягивании свыше 27 мм шпильки необходимо использовать уже мультипликатор, что усложняет процесс, а при большом количестве болтовых соединений увеличивает еще риск так называемого «человеческого» фактора. И тут появляется необходимость в гайковертах, обеспечивающих необходимое усилие и возможность контролировать момент затягивания.

На сегодняшний день на рынке существуют специализированные предприятия, которые занимаются только резьбовыми соединениями. Цен-

© Авдеев Р.М., Губарь О.Н., Шайхадинов А.А., 2016

тральным элементом в области осуществления резьбового соединения (болтинга) является гайковерт с предустановленным моментом.

Существует несколько основных особенностей, позволяющих разделить гайковерты по группам. Авторами предлагается классификация в виде схемы, показанной на рис. 1. Первым классификационным признаком является принцип действия – ударный или силовой.

Ударные гайковерты, обычно пневматические, есть и электрические. Достоинства таких гайковертов – простота и дешевизна, недостатки – малый момент затяжки, большой вес, низкая точность затягивания (погрешность до 20 %) и необходимость «дотягивания» соединения, что усложняет процесс.

Силовые моментные гайковерты. Достоинства этого типа гайковертов – высокая точность (погрешность затягивания до 3 %), малые габариты, различные режимы работы (возможность доворачивания болта), плавное закручивание, бережное отношение к шпильке. Недостатки моментных гайковертов – высокая стоимость, обязательная точка упора, сложность самого гайковерта, необходимость строгого соблюдения соосности.

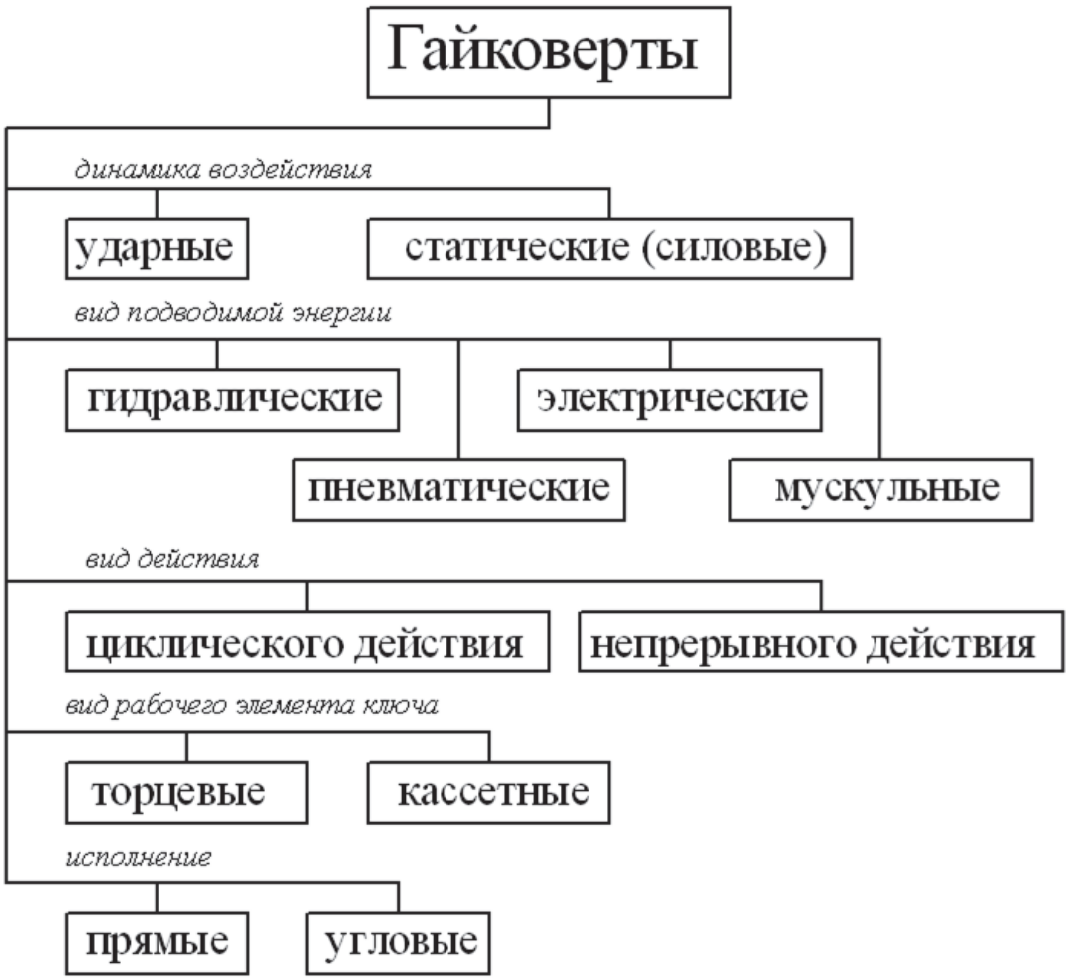


Рис. 1. Классификация гайковертов

По виду подводимой энергии гайковерты делятся на механические, электрические, пневматические и гидравлические.

Механические или мускульные (мультипликаторы). Обычно это механические планетарные многоступенчатые редуктора, для точности затягивания используются вместе с динамометрическим ключом.

К достоинствам данной группы относятся: относительная дешевизна, простота устройства и энергонезависимость. Недостатки механических гайковертов относится: низкая надежность механизма редуктора из-за необходимости строгого соблюдения сооности; тяжесть выполнения большого объема работ и сложность при работе в стесненных условиях.

Электрические. Электрогайковерты – сочетание электродвигателя и редуктора, плюс блок контроля.

Достоинства гайковертов с электроприводом: возможность затягивания одним человеком в стесненных условиях до 10 000 Нм, исключен человеческий фактор (момент затяжки выставляется заранее и соблюдается автоматически). Недостатки: при использовании асинхронного двигателя – значительный вес (свыше 15 кг), большая длина, зависимость от электрической сети; при использовании синхронного двигателя относительно компактен и легок (длина вдвое меньше, чем у предыдущего, вес – примерно на 30 %), также из-за двигателя невосприимчив к колебаниям в сети. Основной недостаток: стоимость свыше 500 000 руб. на «обычные» и около 1 млн руб. – на «мощные» электрогайковерты.

Пневматические. Пневмогайковерты – сочетание пневмодвигателя и редуктора и блок контроля.

Достоинства: компактные размеры; очень мягкое откручивание: малый вес. Недостатки: необходимость строго соблюдать соосность оси вращения и оси шпильки; высокие требования по качеству воздуха.

Гидравлические. Гидроключи – практически все гидроключи циклического типа, и полноценно может использоваться совместно с гидростанцией, так как сам гидроключ только вращает гайку с параметрами, заданными гидростанцией.

Достоинства: обеспечение большого крутящего момента при небольших габаритах; простота конструкции; универсальность. Недостатки: не всегда есть защита от торсионирования шпильки или болта и от «закусывания» механизма гайковерта.

Для определения, какой вид энергии, подводимый к гайковерту, наиболее эффективен, сравним электрические, гидравлические и пневматические торцевые гайковерты с крутящим моментом до 5000 Нм, это примерно соответствует усилию затягивания гайки М70. Сравнение проведем по соотношению крутящего момента к массе инструмента (рис. 2). В качестве образцов взяты гайковерты наиболее распространенных производителей: *а* – AlkitronikEF-500, m = 17,3 кг, $M_{кр}$ = 5000 Нм; JUWELTES-505, m = 13,7 кг,

$M_{кр}$ = 5000 Нм; PlaradDAEW 45 TL, m = 11,4 кг, $M_{кр}$ = 4500 Нм; AlkitorcAS-3, m = 4,2 кг, $M_{кр}$ = 4600 Нм; TorcUPTU-3, m = 4 кг, $M_{кр}$ = 4514 Нм; TITANT3, m = 4,6 кг, $M_{кр}$ = 4500 Нм; AlkitronikCLD-380, m = 12 кг, $M_{кр}$ = 4380 Нм; TorcUPRaptor-3000, m = 7,3 кг, $M_{кр}$ = 4067 Нм; YALEYPTW-4000, m = 10,5 кг, $M_{кр}$ = 4000 Нм.

Результат сравнения показал, что гидравлический привод наиболее эффективен, на 1 кг веса создается 1000 Нм, за ним идет пневматический привод – 430 Нм, третьим – электрический привод, он развивает 350 Нм на 1 кг веса.

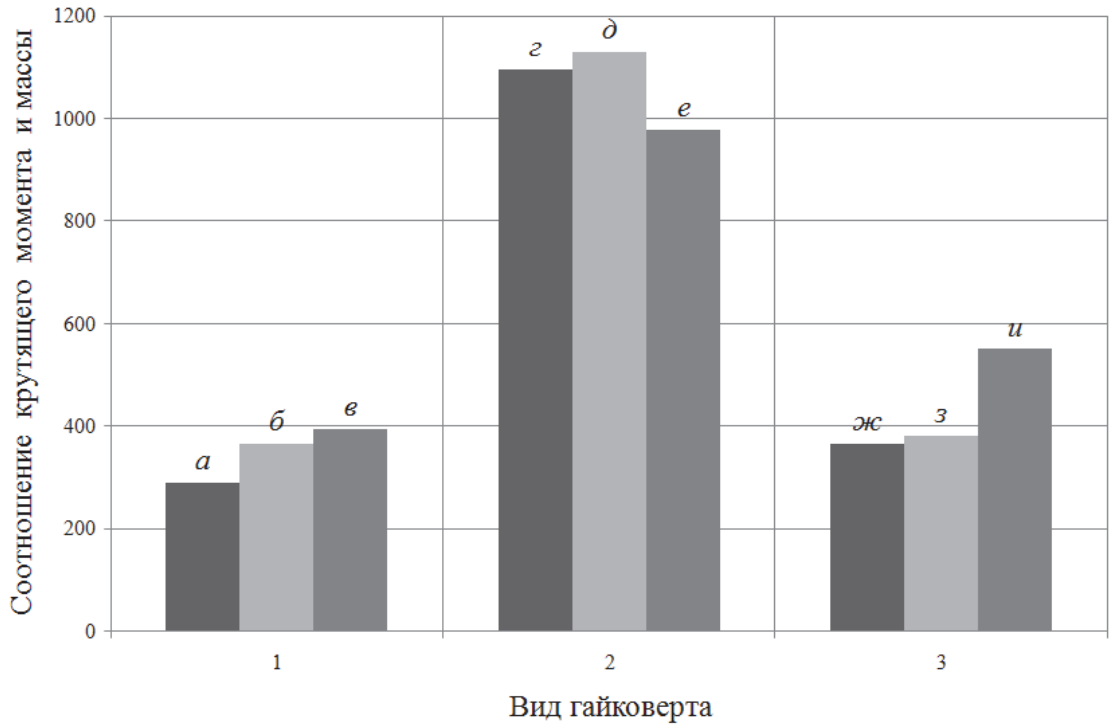


Рис. 2. Соотношение крутящего момента, развиваемого гайковертом, и его массы для различных видов энергии: *1* – электричество; *2* – гидравлика; *3* – пневматика

Деление по виду применяемого двигателя на линейного и вращательного действия представлено в классификации как *циклического* и *непрерывного* действия. Достоинства и недостатки связаны с особенностями вида подводимой энергии, например гидромотор в гайковертах не применяют из-за большой массы, а гидроцилиндр хорошо себя показал.

По конструктивному исполнению разделение гайковертов возможно по виду рабочего элемента ключа (рис. 3): *кассетный ключ* – отверстие сквозное и *торцевой ключ* – «глухой», сквозное отверстие отсутствует.

Достоинство кассетных ключей: возможность «надевать» на шпильку большой длины и применять в узких местах. Недостаток: количество сменных насадок ограниченно.

а *б*

Рис. 3. Гидравлические гайковерты фирмы Powermaster: *а* – кассетный ключ; *б* – торцевой ключ

а *б*

Рис. 4. Электрические гайковерты фирмы Losomat: *а* – прямое исполнение; *б* – угловое исполнение

Достоинство торцевых ключей: возможность применения большого количества сменных головок. Недостаток: невозможность работать в узких местах.

Также к конструктивным отличиям относится исполнение (рис. 4): *прямое* – ось вращения двигателя совпадает с осью вращения головки гайковерта; *угловое* – ось вращения привода перпендикулярна оси вращения головки. Соответственно исполнению меняется габаритный размер и удобство использования в конкретных условиях.

В результате проведенной работы было сделано следующее:

1. Разработана классификация инструмента для затяжки резьбовых соединений.

2. Проведен сравнительный анализ их отличительных особенностей и сделаны выводы:

- наиболее перспективное направление развития гайковертов – статические (силовые) гайковерты;

- по виду подводимой энергии наиболее эффективен гидравлический привод; затем – пневматический, он уступает более чем на 55 %; третьим следует электрический – на 65 % меньше крутящий момент;
- для гидравлических и пневматических гайковертов наиболее эффективно применение двигателя линейного действия, а для электрических гайковертов – вращательного;
- конструктивное исполнение инструмента для болтовых соединений определяется условиями его использования.

УДК 625.768.1

В.Г. Зедгенизов, М.П. Куксов
Иркутский национальный исследовательский технический университет

Влияние параметров цилиндрической щетки на рациональные коэффициенты распределения мощности подметально-уборочной машины

В процессе уборки городских территорий все чаще применяются коммунальные подметально-уборочные машины. Основным видом рабочего оборудования, применяющегося в них, являются цилиндрические или лотковые щетки, по поверхности которых распределен синтетический ворс. В ходе эксплуатации ворс истирается, происходит его износ, поэтому будут изменяться параметры рабочего процесса коммунальной машины. Также на параметры рабочего процесса оказывает влияние степень прижатия щеток к очищаемой поверхности.

А.Б. Ермилов [1] и Ю.В. Разумов [4] предлагают следующие формулы для определения вертикальной реакции взаимодействия цилиндрической щетки с дорожным покрытием P_i:

$$P_i = 0,691 \cdot E \cdot J \cdot \frac{S^6}{y_k^8}, \qquad (1)$$

где E – модуль упругости ворса, МПа; J – момент инерции поперечного сечения прутка относительно оси, перпендикулярной плоскости вращения, м^4; S – свободная длина прутка ворса, м; $S = R - R_б$; R – радиус вращения щетки, м; $R_б$ – радиус барабана цилиндрической щетки, м; y_k – расстояние между ободом барабана и горизонтальной поверхностью дороги, м; $y_k = S - h$; h – деформация ворса, м.

Суммарная вертикальная реакция дороги на ворс цилиндрической щетки определяется количеством ворса i_k, находящегося в контакте с дорожным покрытием.

© Зедгенизов В.Г., Куксов М.П., 2016

$$i_k = i_{\text{ц}} \cdot \frac{2,6}{2 \cdot \pi} \cdot \arccos \frac{y_k + R_{\text{б}}}{R}, \qquad (2)$$

где $i_{\text{ц}}$ – общее количество ворса цилиндрической щетки, определяется из условия перекрытия следов ворса на дороге.

$$i_{\text{ц}} = \frac{\pi \cdot B_{\text{п}} \cdot K_{\text{р}} \cdot v1}{2,6 \cdot \arccos\left(\frac{y_k + R_{\text{б}}}{R}\right) \cdot r_{\text{в}} \cdot \omega \cdot R}, \qquad (3)$$

где $B_{\text{п}}$ – ширина подметания, м; $K_{\text{р}}$ – коэффициент неравномерности распределения ворса по щетке; $v1$ – рабочая скорость машины при подметании, м/с; $r_{\text{в}}$ – радиус поперечного сечения прутка ворса, м; ω – угловая скорость щетки, рад/с.

Формула (3) используется на предпроектной стадии расчета; для определения суммарного вертикального усилия P необходима подстановка в формулу (2) фактического значения $i_{\text{ц}}$.

Таким образом,

$$P = P_i \cdot i_k . \qquad (4)$$

Формулы (1–4) использовались при составлении математической модели рабочего процесса малогабаритной подметально-уборочной машины [2].

Исследование требуемых зависимостей проводилось в программе STATISTICA. Матрица планирования эксперимента, уровни факторов и интервалы варьирования представлены в табл. 1–2.

В процессе работы S уменьшается вследствие износа ворса при подметании. Из различных источников износ может составить от 40 до 60 %. Согласно работе [3], максимальный износ принят равным 40 %.

Таблица 1

Уровни факторов

	S	h
+1,41	0,1	0,15·S
+1	0,094	0,135·S
0	0,08	0,1·S
–1	0,066	0,065·S
–1,41	0,06	0,05·S

В работе [1] накладывается ограничение на допустимую величину h: при деформации ворса цилиндрической щетки, превышающей предельно допустимую $h > 0,15 \cdot S$, ворс или начинает скользить по дорожному покрытию боковой стороной, уменьшая тем самым свободную длину S до ве-

личины, обеспечивающей неравенство $y_k \geq 0{,}85 \cdot S$, или вступает в силу более сложный закон изгибной деформации ворса. Таким образом, принимается интервал изменения h от $0{,}15S$ до $0{,}05S$.

Таблица 2

Планирование эксперимента и значения зависимых переменных

№	S	h	P	$K1$	$K2$	$K3$	δ
10	0	0	654	0,602	0,131	0,267	0,058
7	0	–1,41	299	0,616	0,082	0,302	0,042
2	–1	1	1476	0,653	0,174	0,173	0,155
3	1	–1	289	0,602	0,1	0,298	0,042
1	–1	–1	548	0,593	0,134	0,273	0,052
9	0	0	654	0,588	0,149	0,263	0,058
4	1	1	780	0,598	0,154	0,248	0,066
8	0	1,41	1268	0,627	0,181	0,192	0,116
5	–1,41	0	1094	0,613	0,177	0,21	0,093
6	+1,41	0	436	0,576	0,148	0,276	0,047

Для проведения эксперимента выбран центральный композиционный ротатабельный план. При ротатабельном планировании число опытных точек меньше, чем при ортогональном, а матрица ошибок инвариантна к вращению осей координат. Это означает, что информация, содержащаяся в уравнении регрессии, равномерно распределена по поверхности гиперсферы.

Сущность ротатабельного композиционного планирования заключается в том, что к ядру плана для двух независимых факторов добавляются по две звездные точки, отстоящие от центра плана на расстоянии 1 шага варьирования. Кроме того, в центре плана проводятся дополнительные эксперименты, количество которых равняется двум.

$$P = 1526{,}662 - 39122{,}185 \cdot h + 279183{,}536 \cdot h^2 + 17333{,}468 \cdot S +$$

$$+52069{,}366 \cdot S^2 - 222959{,}184 \cdot h \cdot S \qquad (5)$$

При проведении исследования в математической модели [2] принимались следующие значения внешних факторов, влияющих на рабочий процесс подметально-уборочной машины: вес машины G = 8250 Н; угол наклона опорной поверхности α = 5 ($\tan \alpha = 0{,}087$); удельная загрязненность поверхности q = 1,25 кг/м^2; эффективность очистки поверхности Э = 90 %. Режим работы подметально-уборочной машины выбирался таким образом, чтобы угловая скорость коленчатого вала ω = 250 рад/с, т. е. двигатель работает в режиме номинальной мощности, достигаются рациональные коэффициенты $K1$, $K2$, $K3$, наблюдается максимальная производительность и минимальная энергоемкость.

По результатам проведенного исследования получены уравнения регрессии (5–9) для описываемых функций и построены поверхности отклика (рис. 1–5).

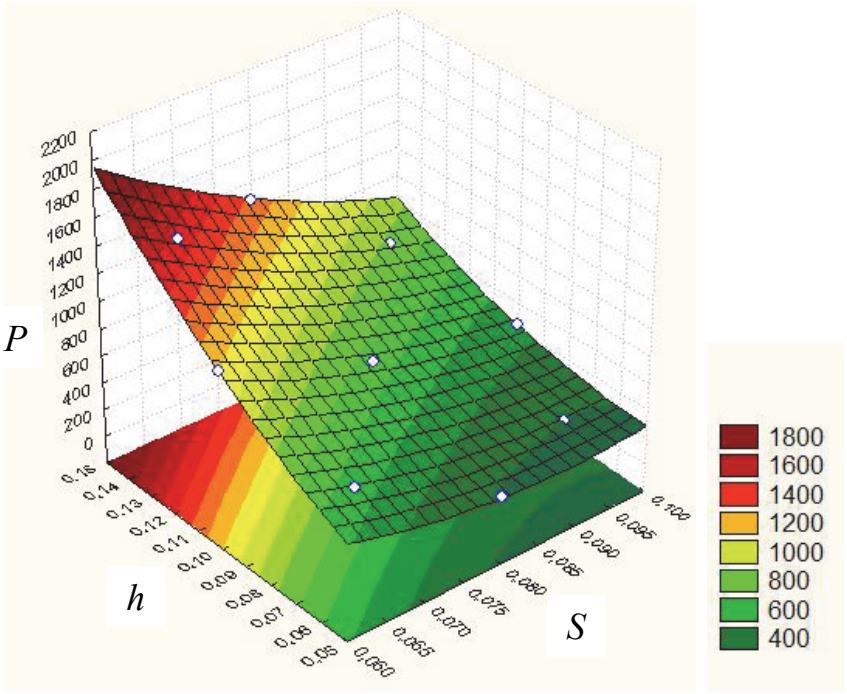


Рис. 1. Влияние S и h на вертикальную реакцию P. Для данной поверхности коэффициент детерминации $R^2 = 0{,}99$

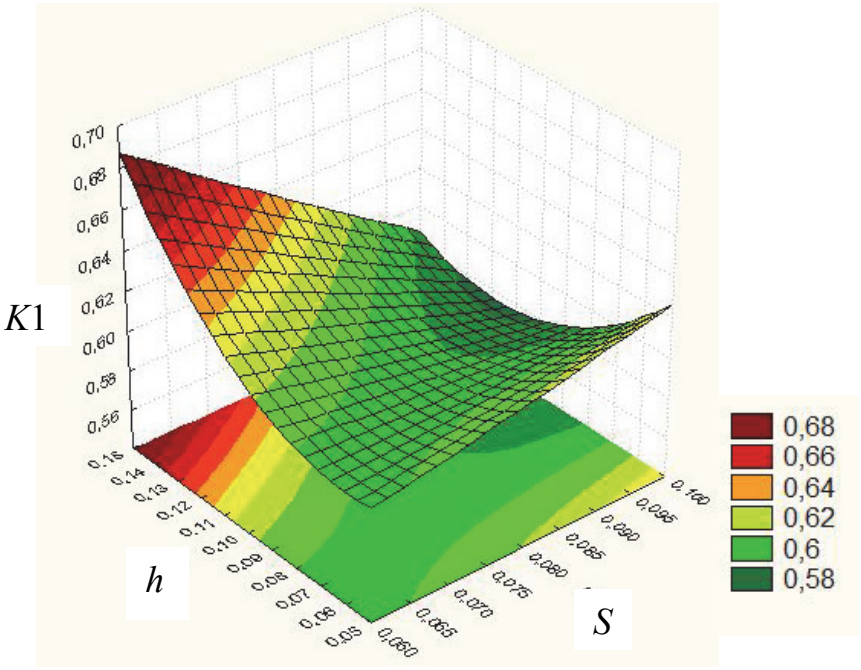


Рис. 2. Влияние S и h на рациональный коэффициент $K1$. Для данной поверхности коэффициент детерминации $R^2 = 0{,}92$

Как сказано в работе [1], при уменьшении длины ворса S, например, в результате износа и неизменной деформации h происходит увеличение реакции P (рис. 1). При увеличении прижатия щетки сила P также будет увеличиваться, но в значительно большей степени.

$$K1 = 0,512 + 1,871 \cdot h + 3,255 \cdot h^2 + 0,602 \cdot S + 11,321 \cdot S^2 - 32,653 \cdot h \cdot S \quad (6)$$

Из графика на рис. 2 следует, что при малом постоянном значении h и с увеличением S происходит увеличение коэффициента $K1$ на ~ 0,05. В целом на рост коэффициента $K1$ в большей степени влияет увеличение деформации ворса, так как увеличивается вертикальная реакция P и возрастает общее сопротивление передвижению машины. И поэтому для достижения рационального режима работы и максимальной производительности следует увеличивать долю мощности, приходящуюся на движитель (коэффициент $K1$).

$$K2 = 0,446 - 9,338 \cdot h + 48,629 \cdot h^2 + 1,185 \cdot S - 4,619 \cdot S^2 + 7,143 \cdot h \cdot S \quad (7)$$

$$K3 = 0,041 + 7,468 \cdot h - 51,885 \cdot h^2 - 1,786 \cdot S - 6,702 \cdot S^2 + 25,51 \cdot h \cdot S \quad (8)$$

Увеличение деформации ворса h приводит к увеличению коэффициента $K2$ (рис. 3), так как возросшая реакция P влечет за собой увеличение момента сопротивления вращению щетки и для сохранения требуемой эффективности уборки необходимо увеличивать мощность, приходящуюся на привод щеточного оборудования.

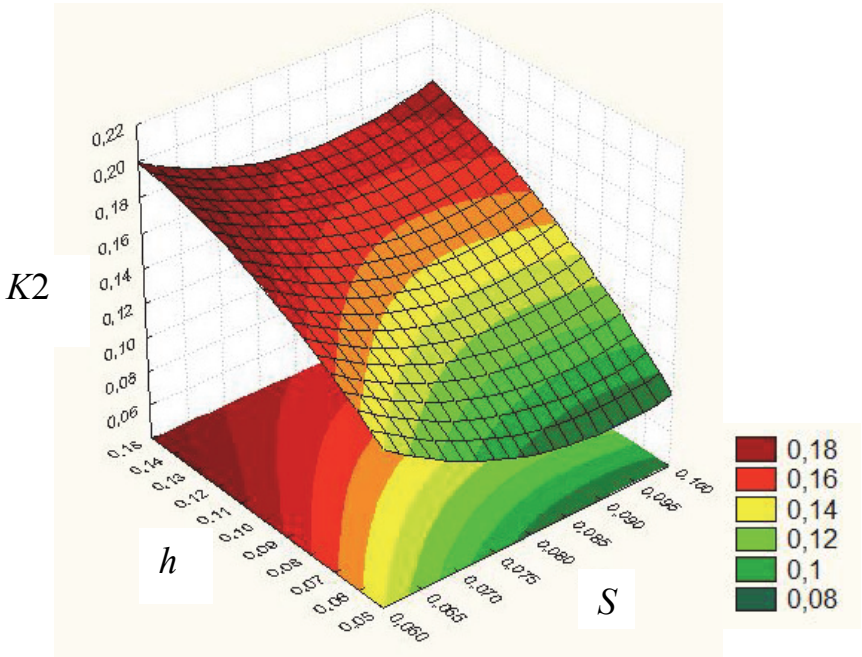


Рис. 3. Влияние S и h на рациональный коэффициент $K2$.
Для данной поверхности коэффициент детерминации $R^2 = 0,95$

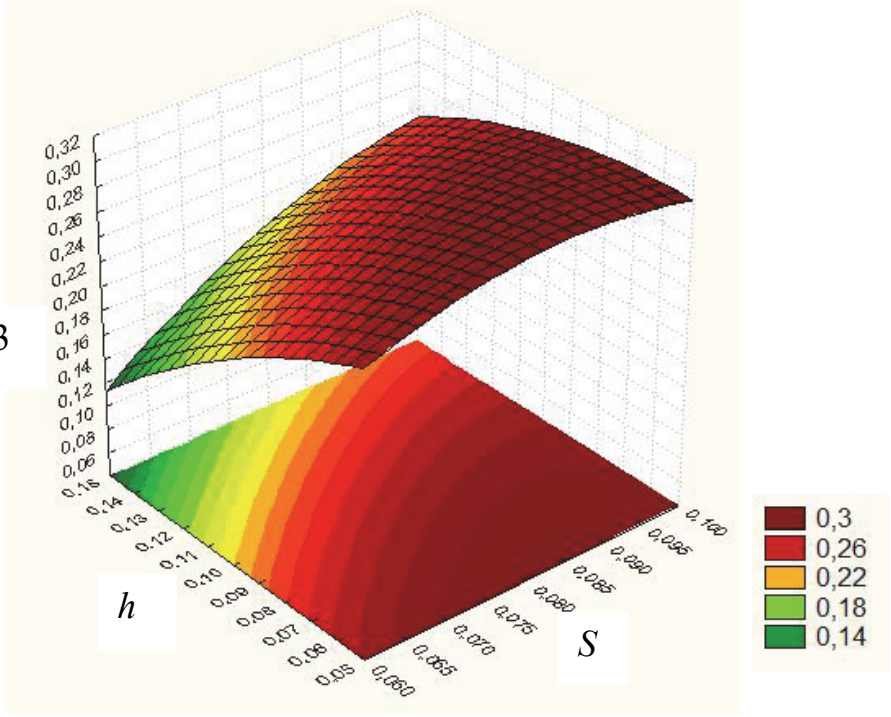


Рис. 4. Влияние S и h на рациональный коэффициент $K3$. Для данной поверхности коэффициент детерминации $R^2 = 0,99$

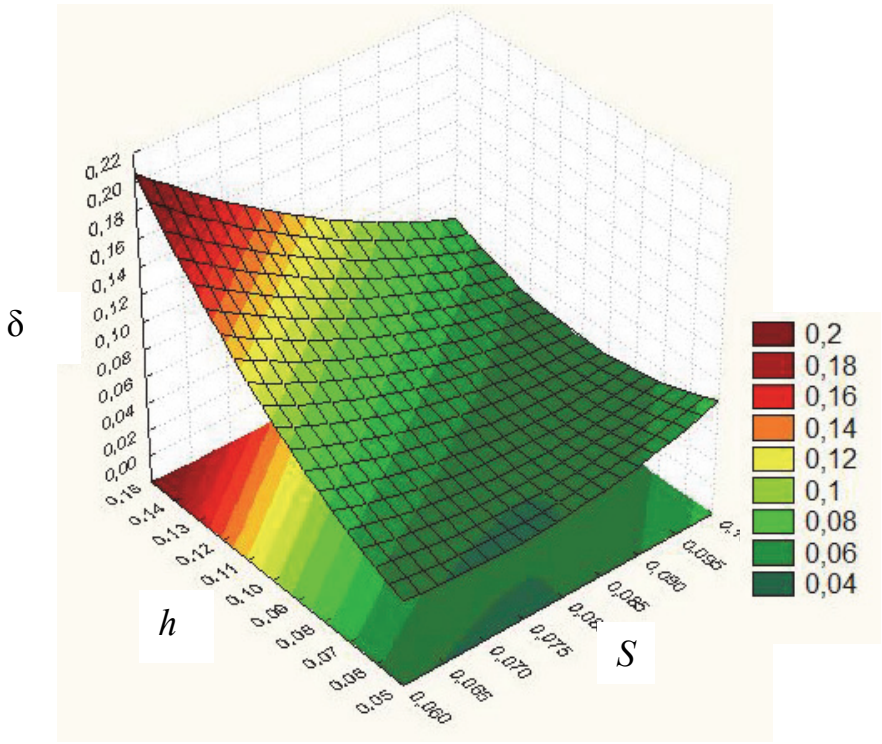


Рис. 5. Влияние S и h на коэффициент буксования δ. Для данной поверхности коэффициент детерминации $R^2 = 0,98$

На рис. 4 приведена зависимость коэффициента $K3$ от S и h. Увеличение прижатия щетки h приводит к росту P, вследствие этого увеличиваются сопротивление передвижению подметально-уборочной машины и момент сопротивления вращению щетки. Поступательная скорость машины уменьшается, и сокращается количество смета, поступающего во всасывающий трубопровод. Следовательно, мощность, необходимая приводу вентилятора, будет снижаться, и появившиеся излишки мощности направляются на привод движителя и щетки.

Вертикальная реакция P направлена в противоположную сторону весу подметально-уборочной машины и поэтому снижает сцепной вес, приходящийся на ведущую ось, вследствие этого увеличивается коэффициент буксования δ (рис. 5). При малой свободной длине и сильной деформации ворса коэффициент буксования может достигать 20 %, что недопустимо, поэтому нужно своевременно следить за износом ворса и выбирать наиболее оптимальное прижатие щетки.

$$\delta = 0{,}89 - 3{,}103 \cdot h + 35{,}488 \cdot h^2 +$$

$$+2{,}192\, S + 9{,}278\, S^2 - 40{,}306 \cdot h \cdot S. \qquad (9)$$

Из графиков на рис. 2–3 следует, что увеличение коэффициентов $K1$ и $K2$ может составить до 0,1. То есть десятая часть мощности двигателя будет дополнительно тратиться на привод движителя или щетки, при этом уменьшится производительность. Таким образом, необходимо выбирать такие значения прижатия щетки, при которых вертикальная реакция P будет минимальна, что позволит эксплуатировать подметально-уборочную машину наиболее эффективно, в рациональном режиме, с наивысшей производительностью и наименьшей энергоемкостью.

Список литературы

1. Ермилов А.Б. Расчет и проектирование машин для летнего содержания дорог. М., 1988.

2. Зедгенизов В.Г., Куксов М.П. Определение рациональных режимов работы малогабаритной коммунальной машины для летнего содержания дворовых территорий с использованием математического моделирования // Вестник ИрГТУ. 2015. № 3 (98).

3. Лепеш А.Г. Повышение эффективности щеточных агрегатов коммунальных уборочных машин: дисс. … канд. техн. наук. Шахты, 2012.

4. Машиностроение. Энциклопедия / ред. совет: К.В. Фролов и др. Машиностроение. Строительные, дорожные и коммунальные машины. Оборудование для производства строительных материалов. Т. IV–9 / И.П. Ксеневич, Л.А. Волков, Г.Н. Карасев и др.; под общ. ред. И.П. Ксеневича. М., 2005.

УДК 378.14.014.13
Ф.Ф. Ардуванова
Башкирский государственный аграрный университет

О некоторых аспектах работы с иностранными студентами – будущими транспортниками

В рамках межправительственных соглашений в БГАУ принято на обучение 62 студента из Таджикистана, из них большая часть – 20 человек – обучается на механическом факультете.

Первый год обучения для иностранных студентов обычно является самым трудным, так как еще не произошла адаптация к новой среде. Основной задачей воспитательной работы со студентами из Таджикистана ставилась помощь в адаптации к непривычной для них социокультурной, языковой и национальной среде, обеспечение благоприятного психологического климата обучения для развития мотивации студентов в начальный период их адаптации.

Также решались вопросы, связанные с учебным процессом в вузе, с внеучебной деятельностью студентов, индивидуальными проблемами студентов, включением студентов в социально значимую и общественную деятельность.

В рамках воспитательной работы и в целях выполнения поставленных задач практикуются следующие направления деятельности:

- оказание помощи студентам в подготовке к учебным занятиям, в организации их самостоятельной работы; обсуждение случаев негативного поведения студентов;
- приспособление к бытовым условиям, нормам поведения и требованиям учебного процесса;
- оказание помощи в налаживании отношений с сокурсниками и преподавателями, решение вопросов проживания в общежитии и др.;
- приобщение к занятиям в спортивных кружках, в центре эстетического воспитания, вовлечение в общественную жизнь факультета, университета.

В рамках решения этих задач всеми участниками учебно-воспитательного процесса (декан факультета, заместители декана, старший куратор факультета, кураторы групп, преподаватели, студенческий совет и др.) проводились следующие действия:

- беседы индивидуальные и групповые об организации и соблюдении распорядка дня, самостоятельной работы студентов, принятых норм поведения, правил проживания в общежитии, обсуждение дисциплины и успеваемости по итогам аттестаций;

© Ардуванова Ф.Ф., 2016

- систематическое посещение общежития, дежурства в праздничные дни;
- содействие в оформлении документов иностранных студентов (личные дела студентов, медицинские страховки, подготовка информации для Министерства образования Таджикистана);
- посещение музеев университета, города, театров, художественных выставок и т. д.;
- посещение во внеурочное время и праздничные дни музеев и театров города, организация экскурсии по городу;
- знакомство с историей и достопримечательностями города;
- организация встречи с представителями таджикской диаспоры.

Менталитет студентов, приехавших из стран среднеазиатской части бывшего СССР, зачастую сформирован в условиях сильного влияния клановых и родоплеменных отношений. Кроме того, в этих странах значительное влияние имеет духовенство и насаждаемое им архаическое мировоззрение. Не является секретом и высокая степень коррумпированности государственных структур, что также способствует формированию вполне определенного поведения. Следует отметить и заметное снижение уровня общеобразовательной подготовки, наступившее после обретения независимости.

Иностранные студенты на первых порах испытывают значительные трудности, столкнувшись с совершенно другим укладом жизни, с совершенно другой психологией окружающих людей.

Так, большие проблемы в первое время были с элементарной дисциплиной. Например, необходимо всем собраться в фойе общежития в назначенное время, чтобы отправиться на экскурсию. С точки зрения «нашего человека» это весьма простое и понятное задание – прибыть в определенное место в определенное время. Однако опыт показал, что даже с этим у многих возникают значительные проблемы. Эта некоторая нечеткость понимания своего места и своих обязанностей в системе взаимоотношений с окружающим миром, конечно, присуща и отечественным студентам, но здесь она проявляется особенно остро.

Невнимание к мелочам, несобранность в некоторых случаях может дорого обойтись. Так, студент А. из-за разряженного аккумулятора не смог предупредить товарищей, что он приезжает на автовокзал другим рейсом, и попал в криминальную ситуацию. Некоторые проблемы возникают и с государственными органами по причине срыва сроков подачи каких-либо документов самими студентами.

Следующей проблемой является недостаточное знание культуры страны проживания. Задача куратора в этом плане – организовать экскурсии по городу, подсказать, какие именно фильмы следует посмотреть, что читать.

У иностранных студентов объективно больше потребность в кураторском внимании. Часто бывает так, что трудности с учебой вызваны незнанием каких-то элементарных аспектов взаимоотношений, ускользнувших от внимания. Например, студент Б. не выполнил контрольную работу, так как не смог разобраться с выбором исходных данных для своего варианта задания, а подойти к преподавателю и попросить разъяснения постеснялся. Ситуацию помог разрешить куратор.

Иногда куратору приходится помогать решать некоторые бытовые вопросы, например, давать советы по выбору теплой одежды и т. д.

Здесь затронута только малая часть проблем, которые нельзя решить без кураторской работы. Следует отметить, что многое из описанного присуще и нашим отечественным студентам, но в кураторском участии, конечно, больше нуждаются иностранные студенты.

Список литературы

1. Ардуванова Ф.Ф. Дизайн-проект познавательной деятельности студента // Актуальные проблемы исследования сложных социально-экономических и природных систем. М.-Уфа, 2008. С. 65–68.

1. Дик Е.Н. Анализ математических способностей с применением методов психофизиологии // Фундаментальные основы научно-технической и технологической модернизации АПК (ФОНТиТМ-АПК-13). Уфа, 2013. С. 118–122.

2. Костенко Н.А. Психологические и психофизиологические предикторы дезадаптивных свойств индивидуальности у подростков. Уфа, 2011.

УДК 621.879.324

В.А. Пенчук, Д.Г. Белицкий, И.В. Голубов
Донбасская национальная академия строительства и архитектуры

Кран-манипулятор с грейферным рабочим органом на земляных работах

Выполнение земляных работ в городских условиях затруднено в виду наличия трех основных факторов: стесненных условий, твердых сред, рассредоточенности работ.

При работе в стесненных условиях применение широко распространенных дорожных машин не дает эффективных результатов. К таким работам можно отнести рытье траншей, приямков и уборку грунта, находящихся в непосредственной близости от стен зданий, рытье котлованов небольших размеров с вертикальными стенками и др., которое не везде представляется

© Пенчук В.А., Белицкий Д.Г., Голубов И.В., 2016

возможным выполнить машинами со стандартными видами навесного оборудования. В большинстве случаев эти работы выполняются с большими затратами ручного труда.

В работах [1, 2] отмечено, что грейферное рабочее оборудование будет наиболее эффективно для выполнения определенных погрузочно-разгрузочных и земляных работ на непрочных грунтах (I–II категории).

Исследованиями [3, 4] доказана возможность и эффективность модернизации традиционных грейферных рабочих органов, обеспечивающей возможность разработки прочных грунтов (III–IV категории).

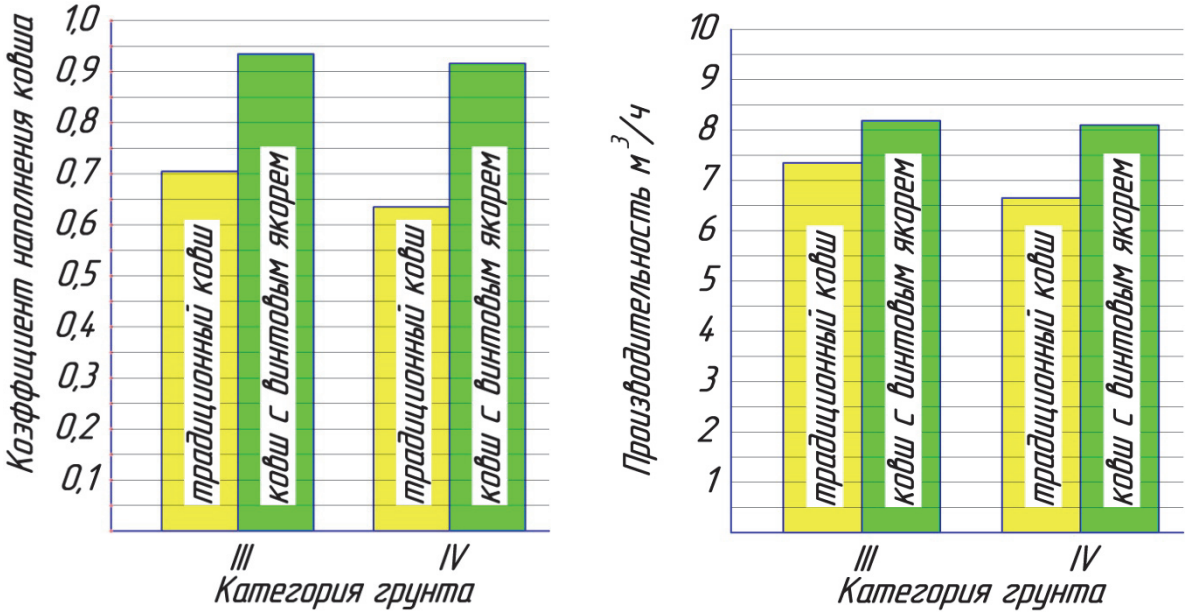
Анализ затрат ручного труда при сооружении подземной части типовых зданий серии II-49, проведенный НИИМосстроем, показал, что из общего объема земляных работ, составляющего 560 м^3, вручную разрабатывается 12 %. В основном это зачистные работы, стоимость выполнения которых в 2 раза выше стоимости всех механизированных работ. Кроме того, в это количество входит разработка траншей для вводов подземных коммуникаций, ям для устройства фундаментов и приямков. Значительные объемы трудозатрат продолжают сохраняться при работах по озеленению, где планировка в основном выполняется вручную. Посадка кустарников, пересадка деревьев, особенно в зимнее время, когда создаются наиболее благоприятные условия для приживаемости деревьев, преимущественно выполняются вручную [5].

Как оказалось, универсальной машиной для выполнения работ в городских условиях является краново-манипуляторная установка (КМУ) со специальным грейферным оборудованием [6], установленная на базе самосвала. Именно для такой установки кафедрой подъемно-транспортных строительных дорожных машин и оборудования (ПТСДМО) Донбасской национальной академии строительства и архитектуры был изготовлен и испытан грейферный рабочий орган с приводным винтовым якорем. Испытания показали, что данный грейфер, установленный КМУ, может эффективно разрабатывать прочные грунты IV категории (рис. 1).

Традиционно на земляных работах, как правило, задействуется комплект экскаватор – самосвал. Однако при работе во внутригородских проездах не всегда есть возможность параллельного расположения на объекте данных машин, поэтому приходится размещаться последовательно. Такая технологическая схема (рис. 2, *а*) исключает возможность использования неполноповоротных экскаваторов типа ЭО-2626, ЭО-2203 (наиболее распространенных в парке коммунальных предприятий).

Использование телескопической стрелы (КМУ) позволяет производить работы на значительном расстоянии от базовой машины (в случае отсутствия возможности подъезда и размещения машины непосредственно у места ведения работ), а также выполнять самопогрузку груза (разработанного грунта) в кузов автомобиля (рис. 2, *б*).

Организационно-технологические правила строительства (реконструкции) объектов в стесненных условиях существующей городской застройки [7] предъявляют особые требования по производству земляных работ.



а *б*

Рис. 1. Сравнительный анализ технологических параметров разработки грунта КМУ с традиционным и модернизированным грейферными ковшами вместимостью q = 0,163 м³: *а* – коэффициент наполнения ковшей; *б* – производительность краново-манипуляторной установки с грейферными ковшами.

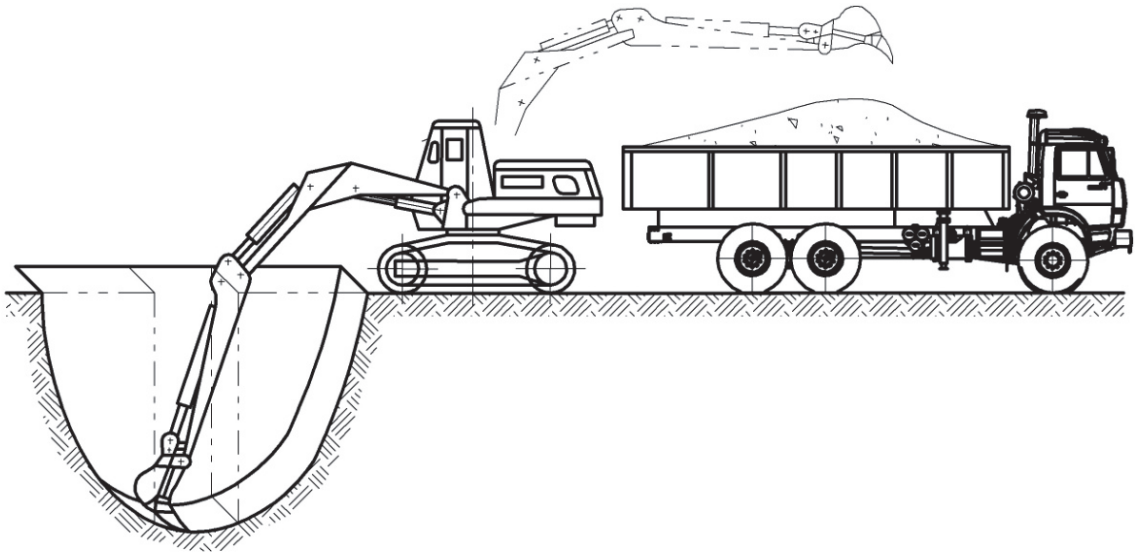


Рис. 2*а*. Технологическая схема производства малообъемных земляных работ: работа экскаватором с обратной лопатой

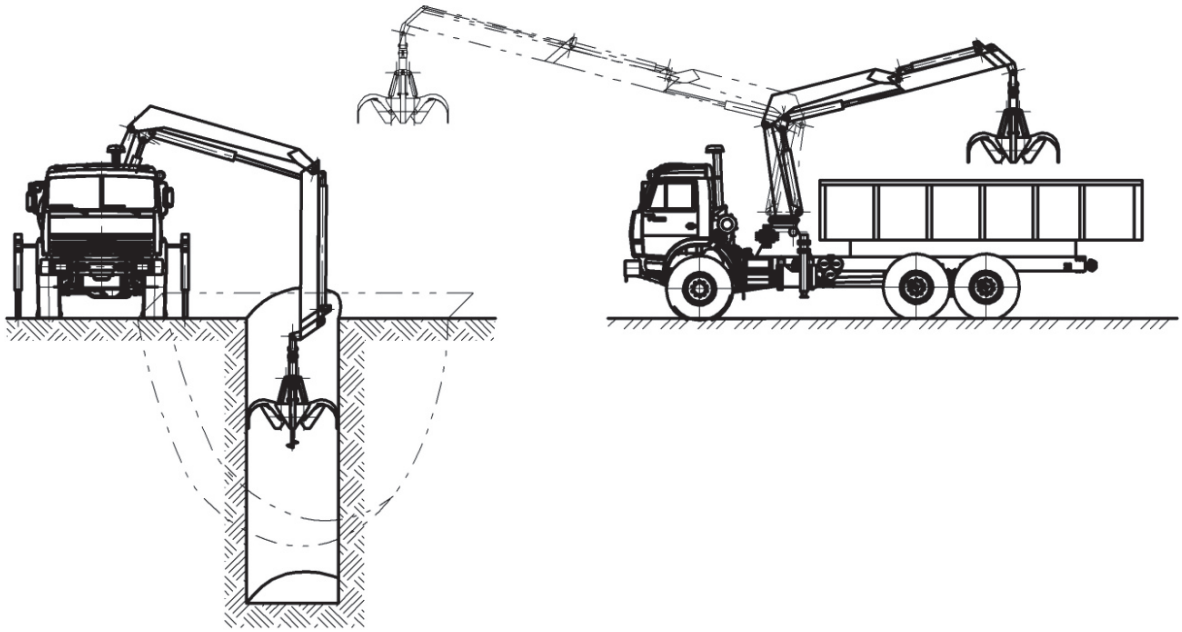


Рис. 2*б*. Технологическая схема производства малообъемных земляных работ: разработка выемки с вертикальными стенками манипулятором, оборудованным специальным грейфером с самозагрузкой разработанного грунта

Котлованы и траншеи устраиваются преимущественно с вертикальными стенками с использованием креплений с учетом ограничения движения транспорта и пешеходов, обеспечения сохранения свойств грунтов оснований и сохранности, находящихся в непосредственной близости зданий и сооружений.

Именно предлагаемое грейферное рабочее оборудование обеспечивает разработку выемок в грунте с вертикальными стенками.

Выводы

1. Результаты экспериментальных исследований опытного образца грейферного рабочего органа для разработки грунта позволяют рекомендовать его к широкому применению.

2. Крановo-манипуляторная установка со специальным грейферным ковшом, позволяющим выполнять погрузочно-разгрузочные работы и разрабатывать прочные грунты, может быть универсальной машиной для коммунальных предприятий.

Список литературы

1. Чадин С.В., Никешин В.В. Грейферное оборудование зарубежных гидравлических экскаваторов. М., 1986.

2. Белицкий Д.Г. Целесообразность использования грейферного оборудования на малообъемных земляных работах // Сборник тезисов, докладов и сообщений VI Международной конференции молодых ученых, аспирантов, студентов. Макеевка, 2007.

3. Пенчук В.А., Белицкий Д.Г. История и перспективы развития грейферных рабочих органов // Вестник ХНАДУ. 2007. Вып. 38. С. 36–38.

4. Пенчук В.А. Белицкий Д.Г., Голубов И.В. Расширение потребительских свойств кранов-манипуляторов // Наземные транспортно-технологические комплексы и средства. Тюмень, 2015. С. 247–251.

5. Садаков Ю.П., Ващук И.М., Уткин В.И. Производство земляных работ в условиях городского строительства. М., 1975.

6. Пенчук В.А., Белицкий Д.Г. Специальные грейферы для земляных работ // «Интрстроймех-2009»: материалы Международной научно-технической конференции. Бишкек, 2009. С. 39–43.

7. Организационно-технологические правила строительства (реконструкции) объектов в стесненных условиях существующей городской застройки / ОАО ПКТИпромстрой, ГУП НИИМосстрой, НИИОСП. М., 1998. URL: http://ohranatruda.ru/ot_biblio/normativ/data_normativ/44/44863/

УДК 62-192:621

И.И. Вайнштейн, И.М. Федотова, Ю.В. Вайнштейн, Г.М. Цибульский
Сибирский федеральный университет

Функция процесса восстановления технических систем при наработках в виде смеси распределений

В теории надежности простым (обычным) процессом восстановления называется последовательность неотрицательных независимых случайных величин X_i – наработок элементов от $(i-1)$-го до i-го отказа, имеющих одну и ту же функцию распределения $F(t)$ [1–3].

В теории надежности имеется большое количество классических законов распределения, которым подчиняются наработки многих элементов различных технических систем, например экспоненциальное, Вейбулла–Гнеденко, Эрланга, гамма-распределение, нормальное, усеченное нормальное, логарифмически нормальное, обратное гауссовское, Релея, Максвелла [1, 3]. Конечно, все они не могут описать разнообразие распределений наработок элементов технических систем при их эксплуатации. Например, плотности вероятности всех известных законов не более чем одномодальны, хотя у наработок плотности могут быть бимодальными (двухгорбными) и даже полимодальными, или когда функция распределения наработки до отказа является смесью двух или большего числа функций распределения из множества известных законов распределений.

© Вайнштейн И.И., Федотова И.М., Вайнштейн Ю.В., Цибульский Г.М., 2016

В связи с этим выбор для элементов технических систем верного закона распределения их наработок до отказа – важнейший этап в решении теоретических и прикладных задач при эксплуатации технических систем.

Смесь функций распределений $F_i(t), i=1,\ldots,n$ определяется по формуле

$$F(t)=\sum_{i=1}^{n}\lambda_i F_i(t), \lambda_i \geq 0, \sum_{i=1}^{n}\lambda_i = 1.$$

В работе рассматриваются две задачи:

1. Нахождение функции восстановления (среднего числа отказов на промежутке от нуля до t) для процесса восстановления, образованного смесью двух экспоненциальных распределений.

2. Нахождение методом моментов точечных оценок неизвестных параметров, входящих в смесь двух распределений Эрланга порядка n.

Смесь экспоненциальных распределений

Рассмотрим смесь экспоненциальных распределений

$$F(t)=\sum_{i=1}^{n}\lambda_i(1-e^{-\alpha_i t})=1-\sum_{i=1}^{n}\lambda_i e^{-\alpha_i t}. \quad (1)$$

$$\lambda(t)=\frac{f(t)}{1-F(t)}=\frac{\sum_{i=1}^{n}\lambda_i\alpha_i e^{-\alpha_i t}}{\sum_{i=1}^{n}\lambda_i e^{-\alpha_i t}}$$

– интенсивность отказов,

Исследуем функцию интенсивности отказов:

$$\lim_{t\to\infty}\lambda(t)=\lim_{t\to\infty}\frac{\sum_{i=1}^{n}\lambda_i\alpha_i e^{-\alpha_i t}}{\sum_{i=1}^{n}\lambda_i e^{-\alpha_i t}}=\lim_{t\to\infty}\frac{\lambda_k\alpha_k+\sum_{i=1,i\neq k}^{n}\lambda_i e^{-(\alpha_i-\alpha_k)t}}{\lambda_k+\sum_{i=1,i\neq k}^{n}\lambda_i e^{-(\alpha_i-\alpha_k)t}}=\alpha_k=$$

$$=\min_{i=1,2,\ldots,n}\alpha_i,\ \lambda(0)=\sum_{i=1}^{n}\lambda_i\alpha_i$$

$$\lambda'(t)=\left(\frac{\sum_{i=1}^{n}\lambda_i\alpha_i e^{-\alpha_i t}}{\sum_{i=1}^{n}\lambda_i e^{-\alpha_i t}}\right)'=\frac{-\sum_{i=1}^{n}\lambda_i\alpha_i^2 e^{-\alpha_i t}\sum_{i=1}^{n}\lambda_i e^{-\alpha_i t}+(\sum_{i=1}^{n}\lambda_i\alpha_i e^{-\alpha_i t})^2}{(\sum_{i=1}^{n}\lambda_i e^{-\alpha_i t})^2}=$$

$$= -\frac{\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1,j\neq i}^{n}\lambda_i\lambda_j(\alpha_i-\alpha_j)^2 e^{-(\alpha_i+\alpha_j)t}}{2(\sum_{i=1}^{n}\lambda_i e^{-\alpha_i t})^2} < 0.$$

Получили, что функция интенсивности отказов монотонно убывает, и прямая $\lambda = \alpha_k$ является ее горизонтальной асимптотой. Характерный график функции интенсивности отказов имеет вид рис. 1.

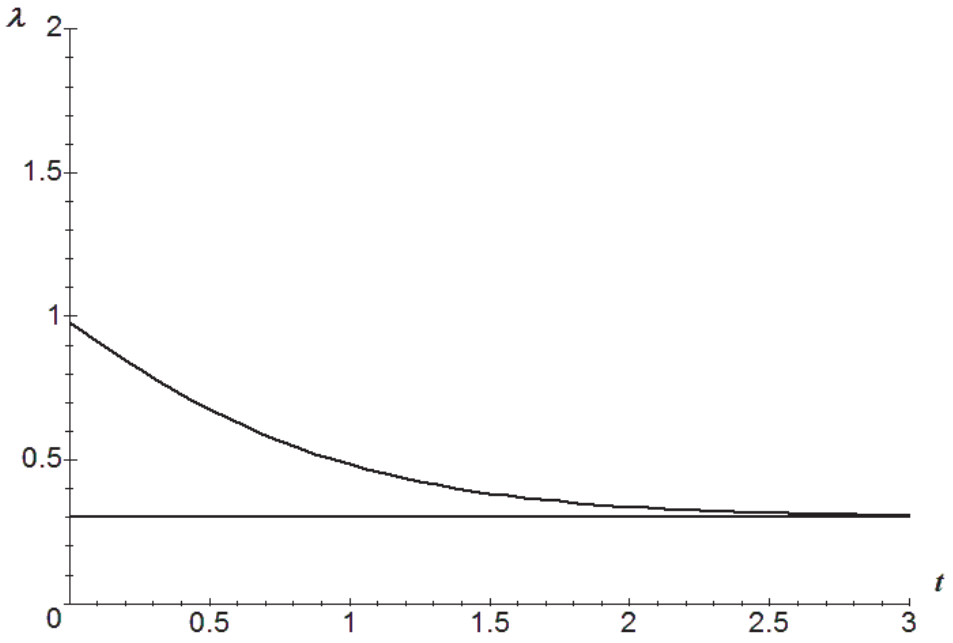


Рис. 1. Интенсивность отказов смеси при $n = 2$, $\lambda_1 = 0{,}4$, $\lambda_2 = 0{,}6$, $\alpha_1 = 2$, $\alpha_2 = 0{,}3$

Замечание. Интенсивность отказов экспоненциального распределения $F(t) = 1 - e^{-\alpha t}$ постоянна ($\lambda(t) = \alpha$). Из рис. 1 видно, что интенсивность отказов смеси (1) имеет период приработочных отказов, связанный, например, с неточностью настройки, с дефектами конструкции, и лишь с увеличением продолжительности работы интенсивность становится практически постоянной. Это существенно отличает рассматриваемую смесь от экспоненциального распределения, где отсутствует период приработки, так важный и характерный в начальный период работы многих технических систем.

Функция восстановления процесса восстановления, образованного смесью функций распределений

Функция восстановления $H(t)$ (математическое ожидание числа восстановлений $N(t)$ за время от нуля до t) определяется по формуле [1–3]:

$$H(t) = E(N(t)) = \sum_{n=1}^{\infty} F^{(n)}(t), \qquad (2)$$

где $F^{(n)}(t)$ – n-кратная свертка функций распределений, задающих процесс восстановления:

$$F^{(n)}(t) = (F^{(n-1)} * F_n)(t),\ F^{(1)}(t) = F_1(t),\ (F_1 * F_2)(t) = \int_0^t F_1(t-x)dF_2(x).$$

Рассмотрим смесь двух функций распределений

$$F(t) = \lambda F_1(t) + (1-\lambda)F_2(t),\ \ 0 \le \lambda \le 1.$$

Формула (2), с использованием формулы бинома Ньютона, запишется в виде:

$$H(t) = \sum_{n=1}^{\infty} F^{(n)}(t) = \sum_{n=1}^{\infty} (\lambda F_1(t) + (1-\lambda)F_2(t))^{(n)}(t) =$$

$$= \sum_{n=1}^{\infty}\sum_{k=0}^{n} C_n^k \lambda^{n-k}(1-\lambda)^k (F_1^{(n-k)} * F_2^{(k)})(t), \qquad (3)$$

$$C_n^k = \frac{n!}{k!(n-k)!}$$

– количество сочетаний из n элементов по k, $(F_1^{(n)} * F_2^{(0)})(t) = F_1^{(n)}(t)$.

Получим функцию восстановления простого процесса, образованного смесью двух нормальных распределений:

$$F(t) = \lambda\Phi(\frac{t-\mu_1}{\sigma_1}) + (1-\lambda)\Phi(\frac{t-\mu_2}{\sigma_2}),\quad \Phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_{-\infty}^{t} e^{-\frac{x^2}{2}}dx.$$

Учитывая, что сумма двух независимых нормально распределенных случайных величин также распределена по нормальному закону, причем математические ожидания и дисперсии складываются, и что свертка их функций распределения дает распределение суммы этих случайных величин, получаем:

$$F_1^{(n-k)}(t) = \Phi(\frac{t-(n-k)\mu_1}{\sigma_1\sqrt{n-k}}),\ \ F_2^{(k)}(t) = \Phi(\frac{t-k\mu_2}{\sigma_2\sqrt{k}}),$$

$$(F_1^{(n-k)} * F_2^{(k)})(t) = \Phi(\frac{t-((n-k)\mu_1 + k\mu_2)}{\sqrt{\sigma_1^2(n-k) + \sigma_2^2 k}}.$$

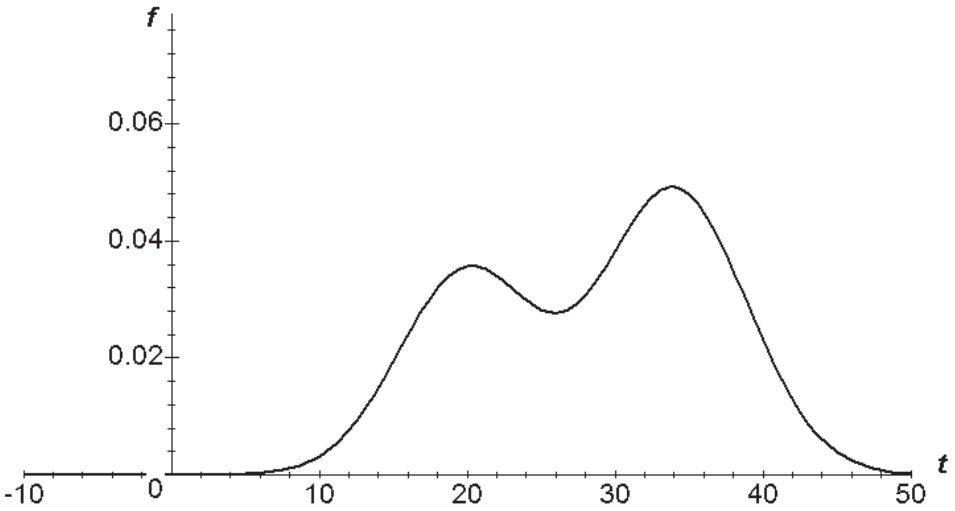


Рис. 2. Плотность смеси двух нормальных распределений при $\lambda = 0{,}4$; $\alpha_1 = 20$; $\sigma_1 = 4{,}6$; $\alpha_2 = 34$; $\sigma_2 = 4{,}8$

После подстановки в (3):

$$H(t) = \sum_{n=1}^{\infty}\sum_{k=0}^{n} C_n^k \lambda^{n-k}(1-\lambda)^k \Phi\left(\frac{t-((n-k)\mu_1 + k\mu_2)}{\sqrt{\sigma_1^2(n-k)+\sigma_2^2 k}}\right).$$

Замечание. Смесь двух нормальных распределений дает возможность получать двумодальные (двугорбные) распределения (рис. 2).

Получим функцию восстановления для смеси двух экспоненциальных распределений:

$$F(t) = \lambda(1-e^{-\alpha_1 t}) + (1-\lambda)(1-e^{-\alpha_2 t}), \quad \alpha_1 \neq \alpha_2. \tag{4}$$

Запишем интегральное уравнение для функции восстановления [1, 2]:

$$H(t) = F(t) + \int_0^t H(t-x)dF(t).$$

Для смеси (4):

$$H(t) = \lambda(1-e^{-\alpha_1 t}) + (1-\lambda)(1-e^{-\alpha_2 t}) +$$

$$+ \int_0^t H(t-x)d(\lambda(1-e^{-\alpha_1 x}) + (1-\lambda)(1-e^{-\alpha_2 x})). \tag{5}$$

Переходя в (5) к преобразованию Лапласа–Стилтьеса [3]

$$F^*(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} dF(t)$$

и учитывая

$$(1-e^{-\alpha_1 t})^*(s) = \frac{\alpha}{s+\alpha},\ (F_1 * F_2)^*(s) = F_1^*(s)F_2^*(s),\ (H * F)^*(s) = H^*(s)F^*(s),$$

получаем

$$H^*(s) = \frac{\lambda\alpha_1}{s+\alpha_1} + \frac{(1-\lambda)\alpha_2}{s+\alpha_2} + H^*(s)\left(\frac{\lambda\alpha_1}{s+\alpha_1} + \frac{(1-\lambda)\alpha_2}{s+\alpha_2}\right).$$

Отсюда:

$$H^*(s) = \frac{\alpha_1\alpha_2}{(1-\lambda)\alpha_1 + \lambda\alpha_2} \cdot \frac{1}{s} + \frac{\lambda(1-\lambda)(\alpha_1-\alpha_2)^2}{(1-\lambda)\alpha_1 + \lambda\alpha_2} \cdot \frac{1}{s + (1-\lambda)\alpha_1 + \lambda\alpha_2}$$

После обратного преобразования:

$$H(t) = \frac{\alpha_1\alpha_2}{(1-\lambda)\alpha_1 + \lambda\alpha_2} t + \frac{\lambda(1-\lambda)(\alpha_1-\alpha_2)^2}{((1-\lambda)\alpha_1 + \lambda\alpha_2)^2}(1 - e^{-((1-\lambda)\alpha_1+\lambda\alpha_2)t}). \qquad (6)$$

Метод моментов получения точечных оценок неизвестных параметров смеси двух распределений Эрланга порядка *n*

Рассмотрим метод моментов нахождения точечных оценок параметров смеси распределений. Задача нахождения точечных оценок параметров методом максимального правдоподобия значительно усложняется. Это связано со сложностью трансцендентной целевой функции правдоподобия для минимизации и большим количеством неизвестных параметров (к параметрам функций распределения, задающих смесь, добавляются неизвестные параметры λ_i с дополнительными условиями $\lambda_i \geq 0, \sum_{i=1}^{k}\lambda_i = 1$). Задача может усложниться за счет определения функций распределения, задающих смесь, и их количества. Это так называемая задача расщепления смеси. В работах [4–6] рассматривается теория и алгоритмы решения таких задач методом максимального правдоподобия. Заметим, что оценки, полученные методом моментов, могут являться начальным приближением при решении задач методом максимального правдоподобия.

Пусть $F(t,\alpha_1,\alpha_2,\ldots,\alpha_r)$ – функция распределения, $\alpha_1,\alpha_2,\ldots,\alpha_r$ – неизвестные параметры. Методом моментов точечные оценки параметров $\alpha_1,\alpha_2,\ldots,\alpha_r$ находятся приравниванием теоретических моментов $\mu_k = \int_0^\infty x^k dF(x,\alpha_1,\alpha_2,\ldots,\alpha_r)$ эмпирическим моментам $M_k = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} x_i^k$ до порядка *r*:

$$\int_0^\infty x^k dF(x,\alpha_1,\alpha_2,\ldots,\alpha_r) = \frac{1}{N}\sum_{1}^{N} x_i^k, \quad k = 1\ldots r. \qquad (7)$$

Рассмотрим смесь двух распределений Эрланга порядка *n*

$$F(t)=\lambda(1-e^{\alpha_1 t}\sum_{i=0}^{n-1}\frac{(\alpha_1 t)^k}{k!})+(1-\lambda)(1-e^{\alpha_2 t}\sum_{i=0}^{n-1}\frac{(\alpha_2 t)^k}{k!}),\ \alpha_1\neq\alpha_2,$$

$$f(t)=\lambda\frac{(\alpha_1)^n t^{n-1}}{(n-1)!}e^{\alpha_1 t}+(1-\lambda)\frac{(\alpha_2)^n t^{n-1}}{(n-1)!}e^{\alpha_2 t}.$$

При $n = 1$ имеем смесь двух экспоненциальных распределений.

Получим точечные оценки параметров α_1, α_2, λ (n – задано). С использованием формулы $\int_0^\infty t^k e^{-\alpha t}dt=\frac{k!}{\alpha^{k+1}}$, в соответствии с (7), получаем систему для определения α_1, α_2, λ:

$$\frac{n\lambda}{\alpha_1}+\frac{n(1-\lambda)}{\alpha_2}=M_1,$$

$$\frac{n(n+1)\lambda}{\alpha_1^2}+\frac{n(n+1)(1-\lambda)}{\alpha_2^2}=M_2, \qquad (8)$$

$$\frac{n(n+1)(n+2)\lambda}{\alpha_1^3}+\frac{n(n+1)(n+2)(1-\lambda)}{\alpha_2^3}=M_3.$$

В переменных $\beta_1=\frac{1}{\alpha_1},\quad \beta_2=\frac{1}{\alpha_2}$ систему (8) запишем в виде:

$$\lambda\beta_1+(1-\lambda)\beta_2=\overline{M}_1,\quad \overline{M}_1=\frac{M_1}{n},$$

$$\lambda\beta_1^2+(1-\lambda)\beta_2^2=\overline{M}_2,\quad \overline{M}_2=\frac{M_2}{n(n+1)}, \qquad (9)$$

$$\lambda\beta_1^3+(1-\lambda)\beta_2^3=\overline{M}_3,\quad \overline{M}_3=\frac{M_3}{n(n+1)(n+2)}.$$

Из системы (9) исключаем λ: $\lambda=\frac{\overline{M}_1-\beta_2}{\beta_1-\beta_2}$

$$\overline{M}_1(\beta_1+\beta_2)-\beta_1\beta_2=\overline{M}_2, \qquad (10)$$

$$\overline{M}_1(\beta_1+\beta_2)^2-\overline{M}_1\beta_1\beta_2-\beta_1\beta_2(\beta_1+\beta_2)=\overline{M}_3.$$

В переменных $p=\beta_1+\beta_2$ и $q=\beta_1\beta_2$ система (10) переходит в систему двух линейных уравнений относительно p и q

$$\overline{M}_1 p - q = \overline{M}_2, \quad \overline{M}_2 p - \overline{M}_1 q = \overline{M}_3.$$

Отсюда

$$p = \frac{\overline{M}_3 - \overline{M}_1 \overline{M}_2}{\overline{M}_2 - \overline{M}_1^2}, \quad q = \frac{\overline{M}_1 \overline{M}_3 - \overline{M}_2^2}{\overline{M}_2 - \overline{M}_1^2},$$

$$\beta_1 = \frac{p + \sqrt{p^2 - 4q}}{2}, \quad \beta_2 = \frac{p - \sqrt{p^2 - 4q}}{2}.$$

Возвращаясь к неизвестным α_1, α_2, запишем решение системы (13):

$$\lambda = \frac{(\overline{M}_1 \alpha_2 - 1)\alpha_1}{\alpha_2 - \alpha_1}, \quad \alpha_1 = \frac{2}{p + \sqrt{p^2 - 4q}}, \quad \alpha_2 = \frac{2}{p - \sqrt{p^2 - 4q}}. \qquad (11)$$

Замечание. Если для конкретной выборки найденные решения α_1, α_2 комплексные, или хотя бы одно из них неположительное, или найденное λ не удовлетворяет неравенству $0 \le \lambda \le 1$, то метод моментов для данной выборки не дает возможность получить точечные оценки для параметров α_1, α_2, λ.

Из формул (11) при $n = 1$ получаем оценки параметров α_1, α_2, λ для смеси двух экспоненциальных распределений:

$$\lambda = \frac{(M_1 \alpha_2 - 1)\alpha_1}{\alpha_2 - \alpha_1}, \alpha_1 = \frac{2}{p + \sqrt{p^2 - 4q}}, \alpha_2 = \frac{2}{p - \sqrt{p^2 - 4q}},$$

$$p = \frac{M_3 - 3M_1 M_2}{3(M_2 - 2M_1^2)}, \quad q = \frac{2M_1 M_3 - 3M_2^2}{6(M_2 - 2M_1^2)}.$$

Экспоненциальное распределение широко применяется в теории надежности технических систем. В периоде нормальной работы, когда на надежность влияют в основном внешние воздействия, интенсивность отказов имеет почти постоянный характер. Это позволяет при решении теоретических и ряда практических задач принимать у наработок до отказа экспоненциальное распределение – у экспоненциального распределения интенсивность отказов постоянна. Решения многих задач выписываются в явном виде. Отсутствие у интенсивности отказов экспоненциального распределения периода приработки и старения существенно обедняет использование экспоненциального распределения в прикладных задачах надежности технических систем.

У смеси экспоненциальных распределений, рассмотренной в работе, интенсивность отказов убывает, имеется период приработки, и она быстро становится почти постоянной. Такая смесь распределений принадлежит

к классу распределений с монотонно убывающими интенсивностями отказов. Этому классу, например, принадлежат важные в теории надежности распределение Вейбулла–Гнеденко и гамма-распределение при значениях параметра формы меньших единицы.

Проведенное исследование обосновывает дальнейшее изучение теоретических и прикладных задач со смесями многих распределений в теории надежности технических систем.

Список литературы

1. Байхельт Ф., Франкен П. Надежность и техническое обслуживание. Математический подход. М., 1988.

2. Вайнштейн И.И. Прикладная математика. Ч. 1. Красноярск, 1993.

3. Гнеденко Б.В. Курс теории вероятностей. М., 1988.

4. Кокс Д., Смит Д. Теория восстановления. М., 1967.

5. Прикладная статистика. Классификация и снижение размерности / С.А. Айвазян, В.М. Бухштабер, И.С. Енюков, Л.Д. Мешалкин // Финансы и статистика. М., 1989.

6. Батракова Д.А., Королев В.Ю. Вероятностно-статистический анализ хаотических потоков в телекоммуникационных сетях с помощью скользящего разделения смесей // Системы и средства передачи информации. Специальный выпуск. М., 2006. С. 183–209.

7. Королев В.Ю. EM-алгоритм, его модификации и их применение к задаче разделения смесей вероятностных распределений. Теоретический обзор. М., 2007. С. 94.

УДК 630.432.31

В.В. Минин, С.Н. Орловский, И.С. Быков
Сибирский федеральный университет
Сибирский государственный технологический университет

Моделирование и оптимизация процесса прорезания щелей в грунте

Осенне-весенняя распутица выступает в роли естественного фактора, влияющего на состояние земляного полотна грунтовых дорог. Одной из самых распространенных технологических операций по улучшению состояния земляного полотна является обустройство дренажных щелей для отвода талой воды. Для их непрерывного формирования часто применяют баровые цепные пилы и фрезы различных типов. Проведенные исследования позволяют сделать вывод о перспективном использовании дисковых

© Минин В.В., Орловский С.Н., Быков И.С., 2016

щелерезных машин, например ОЩТ-0.9. Конструкция рабочего оборудования проста, надежна в эксплуатации и долговечна [1]. Использование кинетической энергии, аккумулируемой во вращающемся диске рабочего органа, позволяет повысить КПД агрегата и уменьшить расход топлива при преодолении участков с повышенным сопротивлением резанию.

Разработка методики аналитического определения энергоемкости прокладки дренажных щелей при строительстве земляного полотна грунтовых дорог, геометрических параметров и режимов резания рабочими органами на стадии проектирования позволит повысить эффективность машины за счет увеличения ее производительности, а также снизить ее эксплуатационную массу.

В качестве критерия оптимизации параметров принимаем безразмерный критерий взаимосвязи конструктивных параметров [2] $\pi_N = \dfrac{A \cdot Q}{N}$, где A – удельная энергоемкость рабочего процесса, Q – производительность машины, N – установочная мощность двигателя.

Направление повышения эффективности машины определяется при условии стремления критерия к своему предельному значению с учетом ограничений, определяемых для условий эксплуатации режимов работы, а именно:

$$\pi_N \to max \text{ при } A = const, Q \to max, N \to min$$

Экспериментально и теоретически [1] были определены (рис. 1) значения удельной энергоемкости прорезания щелей в грунте дисковыми фрезами орудий МР-30, МДМ-2 и ОЩТ-0.9.

Моделирование условий работы дисковой фрезы представлено в виде суммы отдельных составляющих работы сил сопротивления A_Σ: энергоемкости преодоления упругих сил резания грунта $A_{\text{УПР.Г}}$ и органической подстилки $A_{\text{УПР.П}}$; энергоемкости вязкопластического течения продуктов резания при прохождении ножом дуги контакта с грунтом A_λ и протаскивания продуктов резания по кожуху A_K; энергоемкости прорезания корней и древесных включений $A_\text{П}$; энергоемкости сообщения кинетической энергии для отброса продуктов резания $A_{\text{ОТБР}}$; энергоемкости преодоления сил трения трансмиссии привода рабочего органа $A_{\text{ТР}}$; энергоемкости преодоления сил трения о грунт при буксировке (протаскиванию) орудия $A_\text{Б}$.

Таким образом, энергоемкость рабочего процесса представляется в виде:

$$A_\Sigma = (A_{\text{УПР.Г}} + A_{\text{УПР.П}}) + A_\lambda + A_K + A_\text{П} + A_{\text{ОТБР}} + A_{\text{ТР}} + A_\text{Б}\,. \qquad (1)$$

Экспериментально для щелерезных машин, применяемых в лесопожарной отрасли, получены [1] значения поэлементного удельного сопротивления резанию A_Σ (рис. 2).

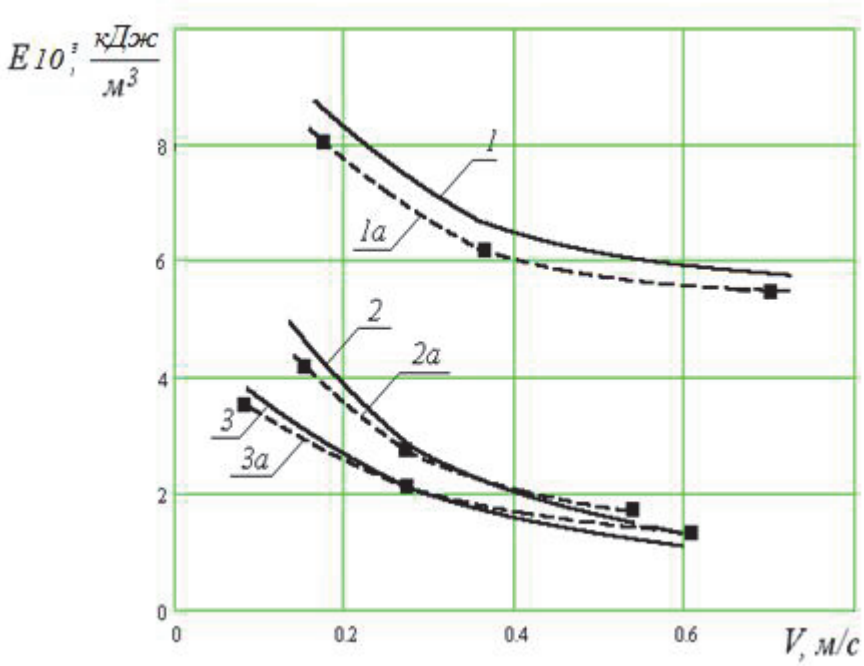


Рис. 1. График удельной энергоемкости прорезания щелей в грунте дисковыми фрезами орудий МР-30, МДМ-2 и ОЩТ-0.9 от скорости движения. 1–3 расчетные значения для МР-30, МДМ-2 и ОЩТ-0.9 соответственно, 1а–3а экспериментальные данные для тех же орудий, V резания для 1–3 соответственно 30,5, 22,6, 18,0 м/с

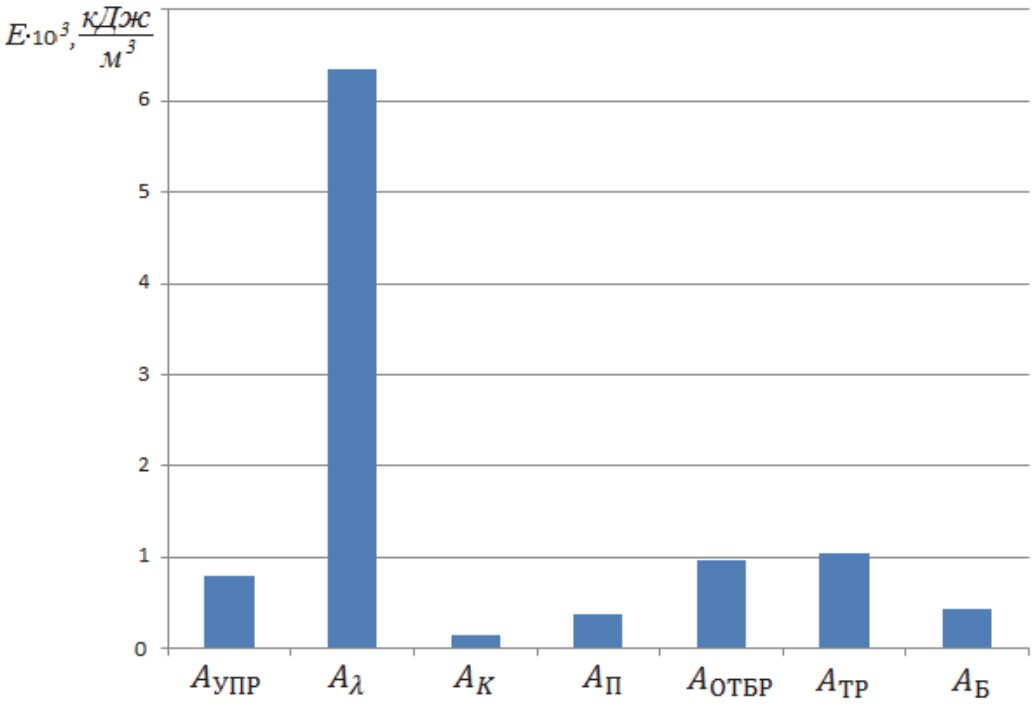


Рис. 2. Гистограмма удельной энергоемкости по элементам рабочего процесса на примере дисковой фрезы ОЩТ-0.9

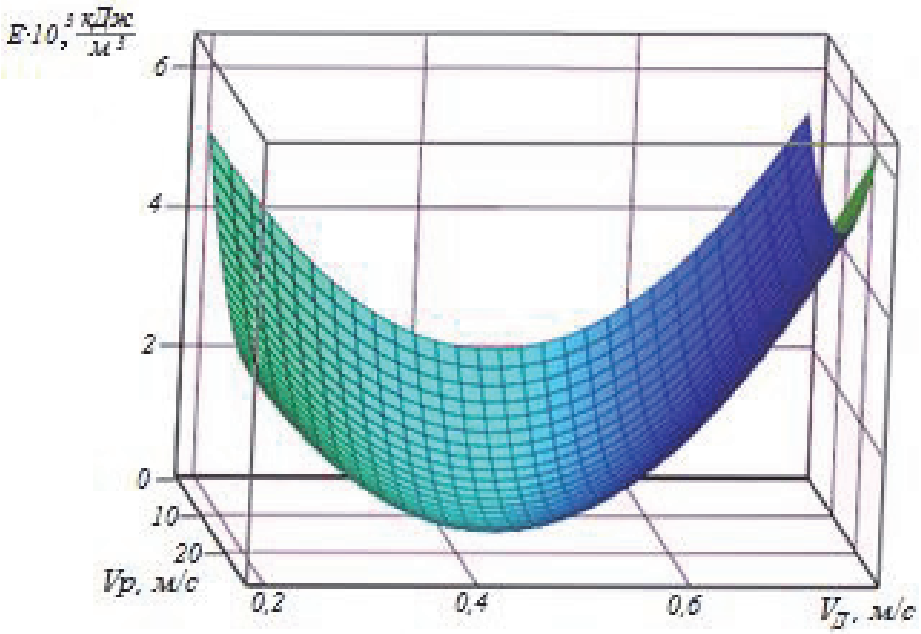


Рис. 3. Результаты оптимизации параметров фрезерного диска агрегата ОЩТ-0.9 по критерию удельной энергоемкости

Теоретическую производительность агрегата по прорезанию щели определяли по известной формуле: $Q_{щ} = b_{щ} \cdot a_{щ} \cdot V_{д}$. Здесь $b_{щ}$ – ширина прорезаемой щели, м; $a_{щ}$ – глубина прорезаемой щели, м; $V_{д}$ – скорость движения агрегата, м/с .

Оптимизация параметров диска (фрагмент представлен на рис. 3) в среде MathLab позволила повысить производительность ОЩТ-0.9 в 1,5–2,2 раза без увеличения мощности двигателя базовой машины.

Разработанное программно-математическое обеспечение (программа DISK2016) позволяет определять конструктивные параметры щелерезной машины для заданных условий эксплуатации.

Список литературы

1. Орловский С.Н., Филимонов Э.Г. Оптимальные параметры лесопожарных агрегатов // Известия вузов. Лесной журнал. 1994. № 1. С. 32–37.

2. Минин В.В. Концепция повышения эффективности универсальных малогабаритных погрузчиков. Красноярск, 2012.

5. ЭКСПЛУАТАЦИЯ И СЕРВИСНОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ТРАНСПОРТНЫХ И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН, КОМПЛЕКСОВ И СИСТЕМ

УДК 629.113
А.В. Мальшаков, А.С. Терехов
Тюменский государственный нефтегазовый университет

Моделирование закономерности влияния сезонных условий на интенсивность отказов автобусов KAROSA C934

Работа нефтегазовой отрасли тесно связана с надежностью транспортного обслуживания [1, 10, 14, 23]. Нефтяные компании для обеспечения производственной деятельности используют специальную технику различного назначения. Важную роль в обеспечении транспортного обслуживания играют автобусы большого класса, используемые для перевозки персонала [8].

В условиях Крайнего Севера важно учитывать влияние климатических условий на надежность автомобилей [3–6, 9, 11]. Для автобусов большого класса особо актуальна надежность подвески, так как от ее состояния зависит комфорт и безопасность пассажиров.

В компании ОАО «Сургутнефтегаз» эксплуатируют около 19 тыс. единиц подвижного состава, из них 35 % составляют автобусы большого класса. В конструкции подвески таких автобусов используются пневмобаллоны. Опыт показывает, что в зимнее время существенно возрастает интенсивность их отказов по сравнению с летним периодом. Кроме того, по сезонам меняется интенсивность эксплуатации машин [18]. Это ведет к неравномерной потребности в запасных частях, постах обслуживания и ремонта, персонале [13, 15–17, 19–22].

Целью исследования является снижение затрат на эксплуатацию путем установления закономерностей формирования потока отказов пневмоподвески автобусов большого класса с учетом влияния сезонной вариации интенсивности и условий эксплуатации, а также совершенствование на этой основе методик определения потребности в запасных частях.

Для достижения поставленной цели решался ряд задач, сформулированных с учетом системного подхода [7]. Одной из задач исследования яв-

© Мальшаков А.В., Терехов А.С., 2016

ляется составление математической модели для описания закономерностей формирования потока отказов пневмоподвески автобусов большого класса с учетом влияния сезонной вариации и интенсивности условий эксплуатации.

Оценка влияния климатических факторов на надежность пневмоподвески автобусов проводилась на основе экспериментальных исследований. Установлено, что значимо влияют на интенсивность отказов температура воздуха t и доля дней с осадками D [2]. На основе полученных данных об интенсивности отказов для каждого месяца и соответствующих значений показателей климатических факторов выдвинута гипотеза о возможности описания исследуемой зависимости моделью на главных эффектах следующего вида

$$\lambda = a_0 + a_1\left(\mathrm{t} - t_0\right)^2 + a_2 D^{a_3},$$

где $a_0 \ldots a_3$ – эмпирические коэффициенты.

На рис. 1 представлен график последней модели.

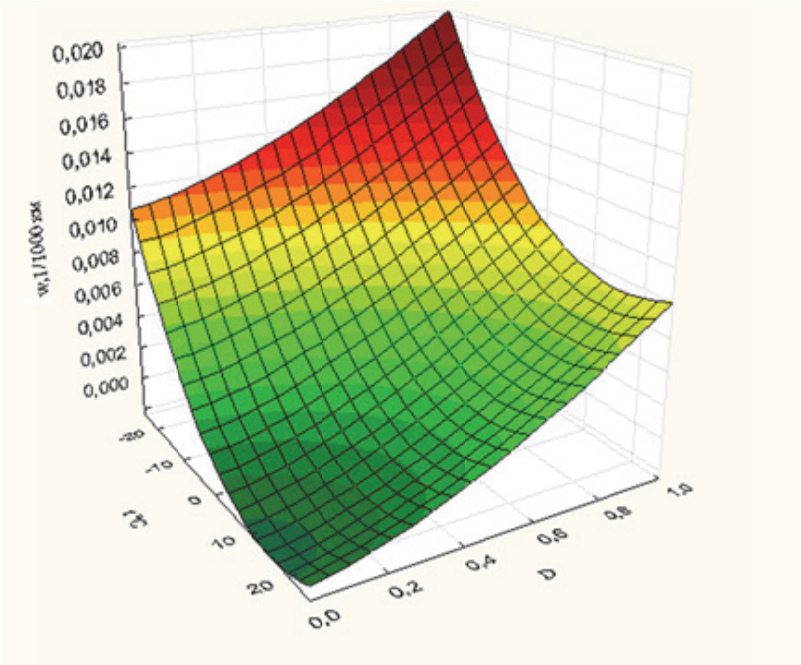


Рис. 1. Влияние температуры воздуха и доли дней с осадками на интенсивность отказов пневмоподвески автобусов большого класса KAROSA C934 (модель на главных эффектах)

Анализ показал, что данная модель не в полной мере соответствует физическому смыслу изучаемого процесса: при низких температурах в зимний период года интенсивность отказов возрастает, при увеличении в этих условиях доли дней с осадками это влияние еще сильнее. При положительных температурах данной зависимости не должно быть. В модели

на главных эффектах учесть совместно влияние факторов невозможно. Следовательно, необходимо использовать модель со смешанными эффектами.

Модель со смешанными эффектами имеет общий вид:

$$\lambda = A_0 + A_1 t + A_2 t^2 + A_3 t^2 D^{1,45} + A_4 t D^{1,45} + A_5 D^{1,45},$$

де $A_0 \ldots A_5$ – эмпирические коэффициенты.

Для оценки значимости смешанных эффектов последняя модель линеаризована путем замены переменных:

$$\lambda = A_0 + A_1 X_1 + A_2 X_2 + A_3 X_3 + A_4 X_4 + A_5 X_5 .$$

Для оценки адекватности модели, определения численных значений ее параметров и статистических характеристик использовалась программа REGRESS 2.5 [12]. К смешанным эффектам в последней модели относятся 4-е и 5-е слагаемые. Расчеты показали, что коэффициент парной корреляции между $X_3 = t^2 D^{1,45}$ и λ составил 0,76, а между $X_4 = t\, D^{1,45}$ и λ – 0,74 (табл. 1). Проверка по критерию Стъюдента показала, что с вероятностью 0,99 оба смешанных эффекта статистически значимо влияют на интенсивность отказов пневмобаллонов (табл. 2).

На рис. 2 представлен график модели со смешанными эффектами.

Таблица 1

Матрица коэффициентов парной корреляции

	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
λ	–0,65	0,59	0,76	–0,74	0,79
X_1	1	–0,28	–0,59	0,96	–0,71
X_2	–0,28	1	0,89	–0,44	0,15
X_3	–0,59	0,898	1	–0,73	0,5
X_4	0,96	–0,44	–0,73	1	–0,73
X_5	–0,71	0,157	0,5	–0,73	1

Таблица 2

Матрица вероятностей значимости коэффициентов парной корреляции

	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
λ	0,98	0,95	0,99	0,99	0,99
X_1	0,99	0	0,95	0,99	0,99
X_2	0	0,99	0,99	0,80	0
X_3	0,95	0,99	0,99	0,99	0,90
X_4	0,99	0,80	0,99	0,99	0,99
X_5	0,99	0	0,90	0,99	0,99

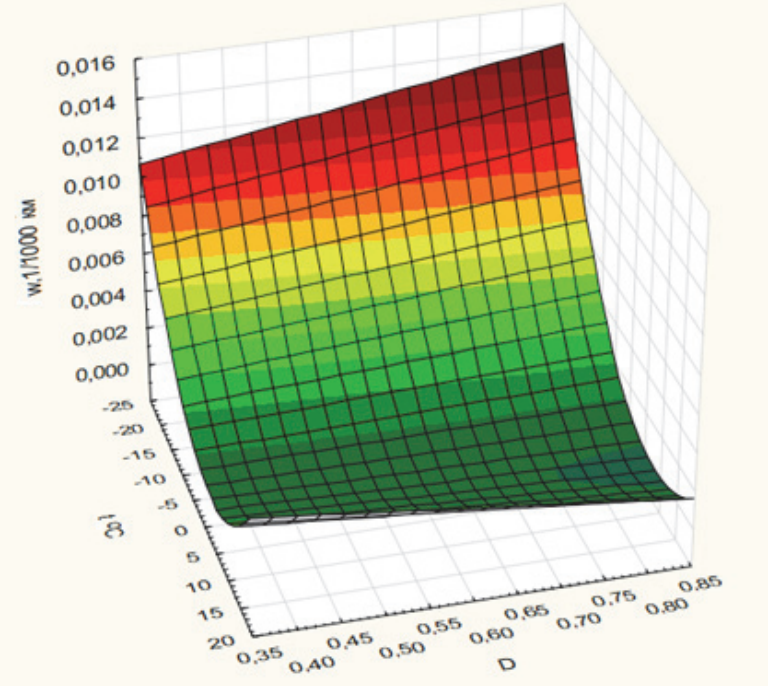


Рис. 2. Влияние температуры воздуха и доли дней с осадками на интенсивность отказов пневмоподвески автобусов большого класса KAROSA C934

Адекватность уравнения оценивалась по критерию Фишера. Дисперсионное отношение Фишера превысило табличное значение с вероятностью 0,95, что свидетельствует об адекватности выбранной модели. Средняя ошибка аппроксимации составила 4,6 %.

На основе полученных результатов можно моделировать поток отказов элементов бульдозеров, что позволит планировать объемы ремонтных работ, потребность в трудовых и материальных ресурсах, запасных частях [24].

Список литературы

1. Актуальные проблемы эксплуатации автомобилей и транспортно-технологических машин в нефтегазодобывающем регионе / Н.С. Захаров, Г.В. Абакумов, К.В. Бугаев, Д.С. Быков, В.В. Ефимов, А.А. Панфилов // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. 2006. № 6. С. 77–79.

2. Взаимосвязь между климатическими факторами / Н.С. Захаров, Г.В. Абакумов, А.Н. Ракитин // Научно-технический вестник Поволжья. 2014. № 1. С. 26–29.

3. Захаров, Н.С., Абакумов Г.В., Карнаухов В.Н. Влияние неравномерности интенсивности эксплуатации автомобилей на время простоя исполнителей технического обслуживания // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2012. № 12–2. С. 167–173.

4. Влияние сезонной вариации факторов на интенсивность расходования ресурсов при эксплуатации транспортно-технологических машин / Н.С. Захаров, Г.В. Абакумов, А.В. Вознесенский, Л.В. Бачинин, А.Н. Ракитин // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. 2006. № 1. С. 75–79.

5. Захаров, Н.С., Абакумов Г.В., Шевелев Е.С. Влияние сезонных условий на оптимальное количество постов технического обслуживания автомобилей // Транспорт Урала. 2008. № 1. С. 72–76.

6. Захаров, Н.С. Влияние условий эксплуатации на долговечность автомобильных шин. Тюмень, 1997.

7. Захаров Н.С. Использование ТР-распределения при моделировании процессов изменения качества автомобилей // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. 1999. № 3. С. 105–111.

8. Захаров Н.С., Новоселов О.А., Ракитин В.А. Методика сравнительной оценки потребительских свойств автомобилей // Научно-технический вестник Поволжья. 2014. № 6. С. 158–160.

9. Захаров Н.С., Логачев В.Г., Макарова А.Н. Оценка надежности автомобилей с учетом вариации фактической периодичности технического обслуживания // Известия Тульского государственного университета. Серия: Математика. Механика. Информатика. 2012. № 12–2. С. 186–191.

10. Захаров Н.С., Абакумов Г.В., Петров А.И. Проблема обеспечения надежности шин автомобилей, обслуживающих объекты нефтегазового комплекса // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. 1998. № 6. С. 107–113.

11. Проблемы обеспечения работоспособности автомобилей в условиях Западной Сибири / Н.С. Захаров, Г.В. Абакумов, С.Ю. Кичигин, Е.С. Шевелев // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2008. Т. 33. № 1. С. 76–77.

12. Захаров Н.С. Программа REGRESS. Руководство пользователя / Н.С. Захаров. Тюмень, 1999.

13. Структура системы при моделировании расхода запасных частей для транспортно-технологических машин в нефтегазодобыче / Н.С. Захаров, О.А. Новоселов, Р.А. Зиганшин, А.Н. Макарова // Научно-технический вестник Поволжья. 2014. № 5. С. 193–195.

14. Факторы, влияющие на продолжительность простоя транспортно-технологических машин в текущем ремонте / Н.С. Захаров, С.А. Савин, М.М. Иванкив, А.А. Лушников // Нефтяное хозяйство. 2014. № 4. С. 82–84.

15. Целевая функция при управлении снабжением запасными частями для транспортно-технологических машин в нефтегазодобыче / Н.С. Захаров, О.А. Новоселов, Р.А. Зиганшин, А.Н. Макарова // Научно-технический вестник Поволжья. 2014. № 4. С. 108–110.

16. Моделирование потока требований на запасные части при эксплуатации специальной нефтепромысловой техники с учетом влияния се-

зонных факторов / Р. Зиганшин, А. Зиганшина, Н. Захаров, В. Савчугов // Логистика. 2013. № 4 (77). С. 50–52.

17. Зиганшин Р.А., Захаров Н.С., Зиганшина А.В. Формирование потока требований на запасные части при эксплуатации специальной нефтепромысловой техники с учетом влияния сезонных факторов // Перспективы науки. 2013. № 10 (49). С. 11–17.

18. Новоселов О.А., Пермяков В.Н., Макаров Е.И. Влияние сезонных условий на интенсивность эксплуатации бульдозеров при строительстве оснований для нефтегазовых объектов // Научно-технический вестник Поволжья. 2014. № 3. С. 177–180.

19. Новоселов О.А., Зиганшин Р.А., Макарова А.Н. Закономерности формирования расхода запасных частей для транспортно-технологических машин // Научно–технический вестник Поволжья. 2014. № 6. С. 288–290.

20. Пермяков В.Н., Новоселов О.А., Макарова А.Н. Моделирование закономерностей распределения наработок на отказ бульдозеров при строительстве оснований для нефтегазовых // Инженерный вестник Дона. 2014. № 2. URL: http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2014/2435.

21. Пермяков В.Н., Новоселов О.А., Макарова А.Н. Оценка надежности бульдозеров Б170М1Б.01В4 при строительстве оснований для нефтегазовых объектов // Научно-технический вестник Поволжья. 2014. № 3. С. 199–201.

22. Резник Л.Г., Захаров Н.С. Корректирование норм пробега шин // Автомобильный транспорт. 1988. № 11. С. 29–31.

23. Сервис транспортных, технологических машин и оборудования в нефтегазодобыче / Н.С. Захаров, А.И. Яговкин, С.А. Асеев [и др.]. Тюмень, 2011.

24. Терехов А.С., Макарова А.Н., Мальшаков А.В. Оценка надежности пневматической подвески автобусов большого класса // Научно-технический вестник Поволжья. 2014. № 3. С. 232–235.

УДК 629.113.004.67

А.В. Марусин, А.В. Марусин, И.М. Попова, И.К. Данилов
Саратовский государственный технический университет им. Ю.А. Гагарина

Зависимость давления в плунжерной паре ТНВД автотракторных дизелей от свойств топлива

Анализ материалов известной многочисленной отечественной и зарубежной научно-технической литературы по математическому моделированию процессов в системе топливоподачи дизелей с электронным

© Марусин А.В., Марусин А.В., Попова И.М., Данилов И.К., 2016

управлением [1–4] показал, что в дифференциальных уравнениях, описывающих процессы каждого из элементов математической модели системы топливоподачи, используется большое количество параметров, существенно влияющих на качественную динамику изменения мгновенных значений давлений дизельного топлива. Но не рассматриваются вопросы оценки степени количественного влияния параметров математических моделей, показатели и функции чувствительности изменения параметров математических моделей на результаты моделирования, отсутствуют четкие рекомендации по оценкам степени чувствительности и значимости каждого из параметров математических моделей топливной аппаратуры в отдельности.

В математических моделях процессов плунжерного топливного насоса высокого давления (ТНВД) также имеется много параметров, существенно и взаимно влияющих на результаты моделирования. Наши предварительные исследования математических моделей процессов плунжерной пары ТНВД показали высокое влияние на результаты моделирования следующих параметров: коэффициента сжимаемости дизельного топлива, коэффициента кинематической вязкости дизельного топлива, величины зазоров в плунжерной паре, скорости движения плунжера, изменения объема над плунжером.

В связи с этим были сформулированы следующие задачи теоретического исследования: количественно оценить влияние значений параметров математической модели плунжерной пары ТНВД – коэффициента сжимаемости, коэффициента кинематической вязкости дизельного топлива, величин зазоров в плунжерной паре, изменения скорости движения плунжера, изменения объема над плунжером на результаты моделирования.

Для исключения влияния процессов в других элементах системы топливоподачи дизеля целесообразно рассматривать процессы плунжерной пары ТНВД в отдельности. Поэтому на первом этапе исследования рассматривается только один из элементов математической модели системы топливоподачи дизеля – математическая модель плунжерной пары ТНВД, выход которой закрыт и подача дизельного топлива переходит в утечки по щели между втулкой и плунжером.

При моделировании процессов в плунжерной паре с закрытом выходом ТНВД использовались допущения: вся подача плунжерной пары соответствовала утечкам по зазору между плунжером и втулкой; значения коэффициента динамической вязкости и сжимаемости меняются с ростом давления топлива над плунжером; не учитывается перепад давления в нагнетательном клапане насоса, вследствие его малости.

Учитывая коэффициент сжимаемости топлива дифференциальное уравнение, описывающее процесс изменения давления над плунжером насоса высокого давления, имеет вид [1]:

$$\alpha_т(p)\cdot V_р(\varphi)\cdot dp/dt = f_р\cdot c_р + Q_{рН}\,, \qquad (1)$$

где $\alpha_т$ – коэффициент сжимаемости топлива; $V_р$ – объем полости над плунжером; $f_р$ и $c_р$ – площадь сечения и мгновенная скорость плунжера насоса; p – давление топлива над плунжером; t – время; $Q_{рН}$ – объемный расход утечек через щель плунжер–втулка ТНВД.

В исследовании использовалась табличная экспериментальная зависимость истинного и среднего значений коэффициентов сжимаемости топлива от начального давления p [1], которая приведена на рис. 1.

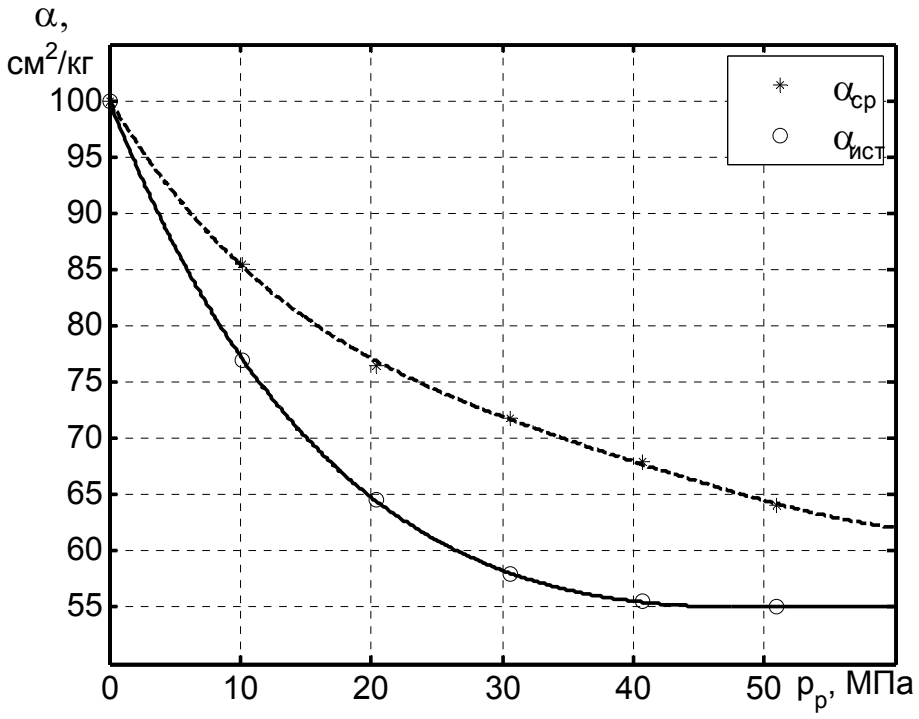


Рис. 1. Зависимость коэффициента сжимаемости дизельного топлива от начального давления р: $\alpha_{ист}$ – значения истинного коэффициента сжимаемости; $\alpha_{ср}$ – средние значения коэффициента сжимаемости

По табличным данным [1] построены регрессионные математические зависимости значений среднего коэффициента сжимаемости дизельного топлива ($\alpha_{ср}$) от начального давления ($p_р$) в форме многочлена четвертого порядка:

$$\alpha_{ср} = a_1\cdot p^4 + a_2\cdot p^3 + a_3\cdot p^2 + a_4\cdot p + a_5, \qquad (2)$$

где $a_1 = 5{,}1569\cdot 10^{-6}$; $a_2 = -8{,}3799\cdot 10^{-4}$; $a_3 = 0{,}0531$; $a_4 = -1{,}9148$; $a_5 = 100{,}06$; значений истинного коэффициента сжимаемости дизельного топлива ($\alpha_{ист}$) от начального давления над плунжером ($p_р$) в форме многочлена пятого порядка:

$$\alpha_{ист} = a_1\cdot p^5 + a_2\cdot p^4 + a_3\cdot p^3 + a_4\cdot p^2 + a_5\cdot p + a_6, \qquad (3)$$

где $a_1 = -7{,}5712 \cdot 10^{-8}$; $a_2 = 1{,}4734 \cdot 10^{-5}$; $a_3 = -0{,}0014$; $a_4 = -2{,}9671$; $a_5 = 0{,}0825$; $a_6 = 99{,}997$

При расчетах процесса подачи в дифференциальных уравнениях математической модели процессов вводился истинный коэффициент сжимаемости дизельного топлива.

Исследования по моделированию процессов в плунжерной паре с закрытым выходом проводились для конструкции дизельного топливного насоса высокого давления с электромагнитным клапаном производства ООО «ППП Дизельавтоматика».

Значения скорости ($v_р$) и ускорения ($a_р$) плунжера рассчитывались численным дифференцированием интерполяционной табличной зависимости перемещения плунжера ($h_р$) по углу поворота распределительного вала ТНВД (φ).

При расчете относительных значений перемещения ($h_р$), скорости ($v_р$) и ускорения ($a_р$) плунжера были использованы их максимальные значения соответственно $h_{pmax} = 0{,}022$ м при $\varphi = 56^{O}$п.р.в.; $v_{pmax} = 2{,}017$ м/с при $\varphi = 23^{O}$п.р.в.; $a_{pmax} = 0{,}383$ м/с^2 при $\varphi = 19^{O}$п.р.в.

Уравнение объемного расхода топлива в зазоре по сопряжению плунжер-втулка ТНВД имеет следующий вид [1]:

$$Q_{рН} = \pi \cdot \beta_э \cdot \Delta p^2 \cdot \delta^3 \cdot d \cdot ln(c_\mu) / (12 p_0 \cdot \delta \cdot \mu_{то} \cdot l \cdot (c_\mu{}^{\Delta p/p0} - 1)) \pm (\pi \cdot u \cdot d \cdot \delta / 2), \qquad (4)$$

где δ – величина кольцевого зазора; u – скорость плунжера ТНВД; d и l – соответственно, диаметр и длина втулки; $\beta_э$ – поправочный коэффициент на эксцентричность сопряжения (от 1,15 до 1,4); $\Delta p = p_р - p_0$ – перепад давлений в уплотнении; $c_\mu = 1{,}0025$ – коэффициент с постоянным значением; $\mu_{то}$ – динамическая вязкость топлива при атмосферном давлении $p_0 = 0{,}1$ МПа.

В уравнении (4) учитывается уравнение изменения коэффициента динамической вязкости $\mu_{тр}$ от давления $p_р$ над плунжером ТНВД [1]:

$$\mu_{тр} = \mu_{то} \cdot c_\mu{}^{p/p0} \qquad (5)$$

Известны различные зависимости коэффициента кинематической вязкости топлива от температуры. Коэффициенты динамической ($\mu_{тр}$) и кинематической (v) вязкости дизельного топлива связаны между собой по следующему выражению:

$$v = \mu_{тр} / \rho_т, \qquad (6)$$

где $\rho_т$ – плотность дизельного топлива.

По табличным данным экспериментальной зависимости кинематической вязкости (v) дизельного топлива от его температуры ($T_т$) [3] построена соответствующая ей регрессионная зависимость, которая имеет следующий вид:

$$v_р = a + c \cdot \log(T) + d \cdot \log(T)^2, \qquad (7)$$

где a = 0,76149543; c = –0,36487040; d = 0,043988593; $v_р$ – расчетная кинематическая вязкость дизельного топлива.

При моделировании процессов в ТНВД использовалась экспериментальная табличная зависимость значений перемещения плунжера ($h_р$) ТНВД от угла поворота (φ) распределительного вала дизеля 16ЧН26/26, которая для относительных значений перемещения плунжера приведена в форме графика на рис. 2.

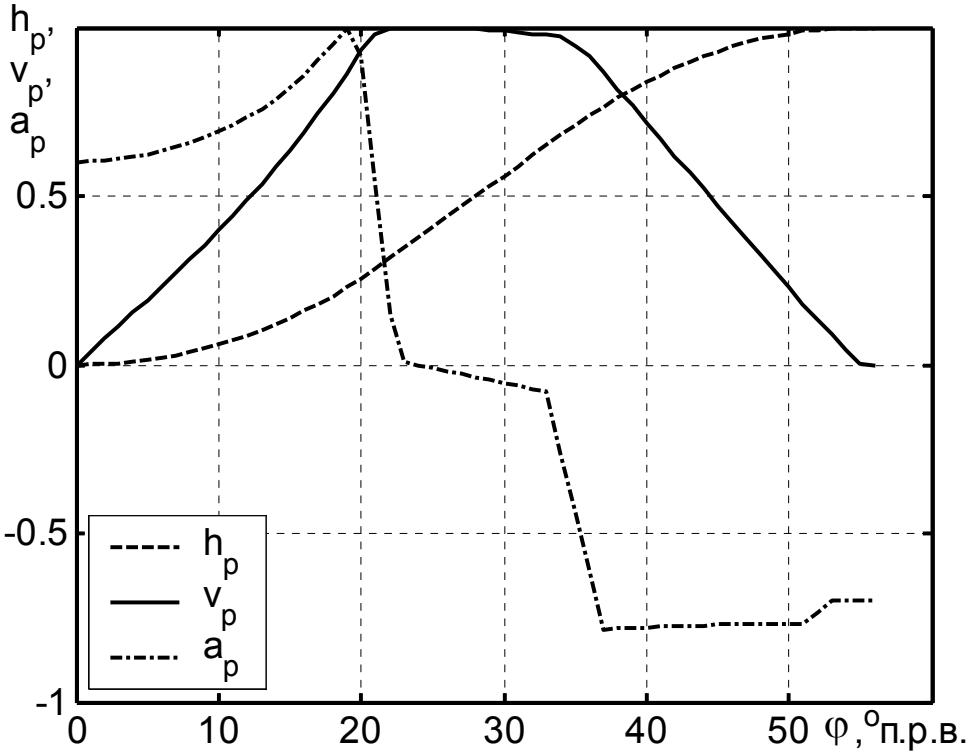


Рис. 2. Зависимость относительных экспериментальных значений перемещения ($h_р$) и расчетных значений скорости ($v_р$) и ускорения ($a_р$) плунжера ТНВД от угла поворота кулачкового вала дизеля 16ЧН26/26

Интерполяция табличной зависимости перемещения плунжера от угла поворота распределительного вала (φ) была получена с использованием численного метода вычислительной математики – кубической сплайн интерполяции.

Регрессионная зависимости (7) кинематической вязкости (v) дизельного топлива от его температуры ($T_т$) в форме графика приведена на рис. 3.

По представленным уравнениям процессов в плунжерной паре ТНВД с закрытым выходом построена структурная схема обобщенной математической модели, которая отражена на рис. 4 в форме элементов среды визуального графического программирования Simulink.

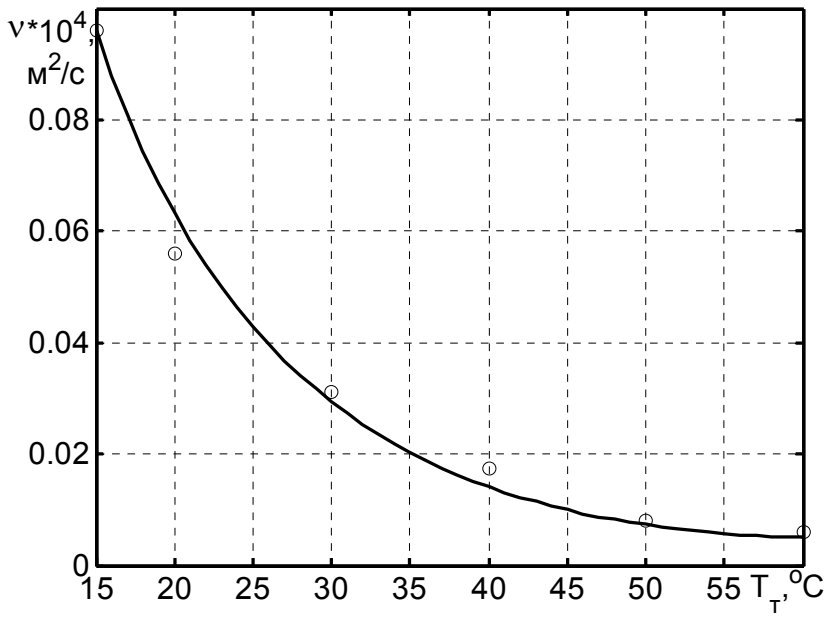


Рис. 3. Зависимость кинематической вязкости (v) дизельного топлива от его температуры ($T_т$) – данные эксперимента; — – расчет по регрессионной модели

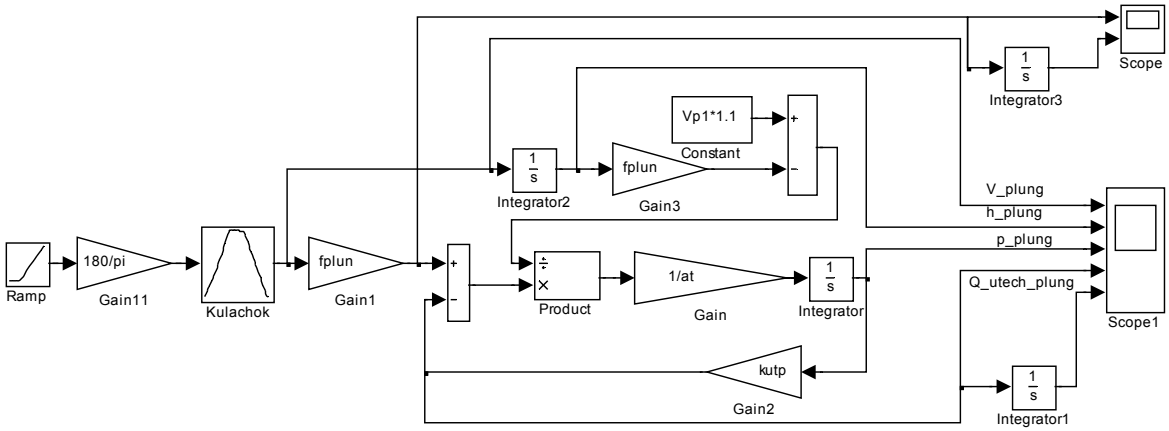


Рис. 4. Структурная схема математической модели ТНВД (прикладная программа Simulink)

Интегрирование рассматриваемой математической модели процессов в плунжерной паре ТНВД проводилось численным методом интегрирования «жестких» дифференциальных уравнений с производными третьего порядка. Таким образом, исследования зависимости параметров дизельного топлива показали возможность планирования и прогнозирования процессы, происходящие в ТНВД и влиять на них в эксплуатации.

Список литературы

1. Двигатели внутреннего сгорания: Системы двигателей внутреннего сгорания / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко [и др.]. М., 1983.

2. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. М., 2004.

3. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей. Л., 1990.

4. Kristina Ahlin. Modelling of pressure waves in the Common Rail Diesel Injection System. LinkAoping, December 11, 2000.

5. Xuan Theien Tran. Modelling and simulation of electronically controlled diesel injectors. Sydney, Australia 2003.

УДК 621.874

Г.В. Селиверстов
Тульский государственный университет

Перспективы методов оценки накопленной поврежденности металлоконструкций транспортных машин по изменению рельефа поверхности

Процесс накопления поврежденности элементом конструкции находит свое отражение в первую очередь в поверхностных слоях материала. Причем каждому периоду соответствуют свои, присущие только ему изменения в этих слоях. Наблюдения за характером изменения состояния поверхности может дать качественную и количественную информацию как о степени интегрального повреждения, так и о дискретности повреждения структуры в наблюдаемой зоне предразрушения и последовательного продвижения зоны.

Для наблюдения за изменением свойств поверхности наиболее перспективными следует считать методы, основанные на диагностике отклонений параметров рассеянного поверхностью светового потока от значений, характерных для поверхности контрольный площадки неповрежденного объекта – эталонной площадки. Информационный сигнал о наличии или отсутствии на поверхности контрольных площадок повреждений содержится в световом потоке, формируемом рассеянным контролируемой поверхностью оптическим полем на входе приемной части рефлектометрического фотопреобразователя [1].

В зависимости от условий, в которых работает металлоконструкция, могут применяться различные алгоритмы оценки изменений свойств поверхности. Здесь можно выделить несколько случаев:

- конструкция испытывает циклическую нагрузку, при которой амплитуда напряжения в отдельных ее точках превышает предел выносливо-

© Селиверстов Г.В., 2016

сти материала и может быть близка или незначительно превышать предел текучести;

- конструкция испытывает циклическую нагрузку, при которой амплитуда напряжения в отдельных ее точках превышает предел текучести материала, но не превышает предел прочности;
- конструкция испытывает статическую или циклическую нагрузку, при которой амплитуда напряжения в отдельных ее точках незначительно превышает предел прочности;
- конструкция испытывает сильное влияние агрессивной внешней среды.

В первом случае наиболее информативной следует считать оценку изменений микрорельефа поверхности. Параметрами, характеризующими изменения, происходящие на микроуровне, являются среднеквадратическое отклонение высот микронеровностей σ и корреляционный интервал a [2]. Величины корреляционного интервала a для поверхности образца до нагружения и в момент достижения трещиной своих критических размеров составляют соответственно 0,035 и 0,005 мм, а значение среднеквадратического отклонения высот микронеровностей σ 0,00004 и 0,0534 мм. Кроме этого, информационным параметром может также служить изменение среднего арифметического из абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины R_a. Образование макротрещины произойдет, когда R_a достигнет своего максимального значения. Для его оценки можно применять стандартное программное обеспечение, входящее в комплект поставки с лазерными сканерами.

С точки зрения диагностирования металлоконструкций, работающих в условиях второго и третьего случая, можно применять один и тот же метод, который основан на том, что для определения деформации элемента металлоконструкции наносят сетку с помощью алмазного наконечника на контрольные площадки. Линии сетки будут являться базой для последующих замеров. В зависимости от вида концентрации напряжений, которые могут быть протяженными (валик сварного шва) или локальными (резкое изменение геометрии элемента металлоконструкции), различными будут и базы. Для протяженного концентратора предлагается использовать в качестве базы две параллельные реперные линии, проведенные вдоль сварного шва. Одна из линий должна проходить на минимально возможном расстоянии от валика сварного шва. Расстояние между самими линиями должно выбираться в зависимости от применяемого материала, уровня и вида действующих нагрузок. Изменение расстояния между ними будет характеризовать необратимую пластическую деформацию элемента металлоконструкции.

В случае, если конструкция имеет локальный концентратор, можно предложить нанесение реперных линий вблизи концентратора напряжений

параллельно предполагаемому направлению развития трещины на одинаковом расстоянии друг от друга. С помощью оптических датчиков проводят измерение расстояний между реперными линиями. Измерения проводят перпендикулярно реперным линиям. Для дальнейшей оценки выбирается расстояние между двумя линиями, расположенными в зоне наибольшего пластического деформирования.

Регистрация и количественная оценка изменения расстояния между двумя линиями, расположенными в зоне наибольшего пластического деформирования на поверхности контрольных площадок, служат мерой степени поврежденности узла исследуемой металлоконструкции.

В случае воздействия агрессивных внешних сред также происходит изменение свойств поверхности [3]. Стадии коррозии материала можно оценить по изменению цвета и, следовательно, спектрального коэффициента отражения. Наличие изменения толщины или сечения элементов (в случае сплошной коррозии), изменения сплошности материала (в случае коррозионного растрескивания) или же изменения механических свойств материала конструкций необходимо учитывать при расчете ресурса металлоконструкций. Оно может быть отражено в расчетных схемах конструкций с помощью специального параметра, достаточно просто поддающегося измерению (внешний параметр поврежденности), или же учтено при построении моделей материала конструкции (модель с внутренним параметром поврежденности).

В ряде случаев, в качестве диагностируемого параметра при оценке поврежденности можно использовать параметр шероховатости поверхности R_a – среднего арифметического абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины. Данную характеристику рельефа достаточно просто можно оценить с помощью лазерных или компактных контактных профилометров. В первом случае можно применить лазерные профилографы «Когерент» или Scancontrol 2800. При контактном измерении можно использовать портативные профилометры, например TR 220.

Проведенные на данный момент исследования позволяют говорить о высокой чувствительности приведенных выше параметров для оценки накопленной поврежденности. Однако необходимо отметить, что в случае работы металлоконструкции с переменными нагрузками в условиях априорной неопределенности условий нагружения для применения этих параметров необходимо провести оценку влияния на рельеф статической и циклической составляющих, так как в зависимости от их соотношения и амплитуд напряжений будут различные механизмы изменения структуры материала, что находит отражение и в поверхностных слоях. Развитие полос Чернова–Людерса при наличии статической составляющей и развитие полос скольжения от циклической нагрузки дает наложение их друг на друга. Поэтому, если наибольшую опасность, представляют усталостные

трещины, необходимо выбирать базовую длину оценки шероховатости заведомо меньше волны пластичности, чтобы была возможность оценить величину экструзий и интрузий на ее фоне и по изменению характеристик микрорельефа уже судить о поврежденности материала.

Список литературы

1. Селиверстов Г.В., Сорокин П.А., Кузнецова Н.С. Теория применения методов оптической рефлектометрии для контроля повреждений несущих металлоконструкций // Известия ТулГУ. Сер. Технические науки. Вып. 2.4.1. Тула, 2009. С. 184–188.

2. Селиверстов Г.В., Сорокин П.А., Дронов В.С. Контроль накопления усталостной повреждаемости по изменению оптических свойств поверхности материала // Тяжелое машиностроение. 2003. №8. С. 8–10.

3. Селиверстов Г.В., Данилов А.С. Исследование коррозионной усталости металлоконструкций грузоподъемных машин // Известия ТулГУ. Сер. Технические науки. Вып. 2.4.1. Тула, 2009. С. 264–270.

УДК 629.113.004

А.В. Марусин, А.В. Марусин, И.М. Попова, И.К. Данилов

Саратовский государственный технический университет им. Ю.А. Гагарина

Разработка устройства встроенного диагностирования топливной аппаратуры дизелей КамАЗ

Автопарки предприятий Российской Федерации используют различные виды транспортных средств отечественного производства, но основную часть грузовой техники составляют автомобили семейства КамАЗ, а в пассажирских перевозках преобладающая часть автобусов имеет двигатели данного производителя. При углубленном изучении транспортных средств автопарков выявлено, что большинство из них имеют двигатели типа КамАЗ-740, с топливной аппаратурой разделенного типа с механическим или электронным управлением [1]. Топливная система дизеля является сложным и высокотехнологичным узлом двигателя, от ее состояния в значительной степени зависят экологические и экономические показатели эксплуатации автомобиля в целом. Для поддержания топливной аппаратуры дизеля в рабочем состоянии необходимо своевременно получать информацию о состоянии отдельных ее узлов и деталей. Форсунка – один из важнейших элементов в топливной аппаратуре дизеля, от нее зависят такие параметры топливной системы, как своевременный впрыск, распыливание и дозация подачи топлива.

© Марусин А.В., Марусин А.В., Попова И.М., Данилов И.К., 2016

Определить ее состояние возможно с помощью устройства для оценки реального хода иглы форсунки. В иностранной литературе и базе патентов на изобретения предложены аналоги, но с их помощью невозможно отследить полный ход иглы, а в силу помех они определяют лишь момент начала ее подъема (рис. 1).

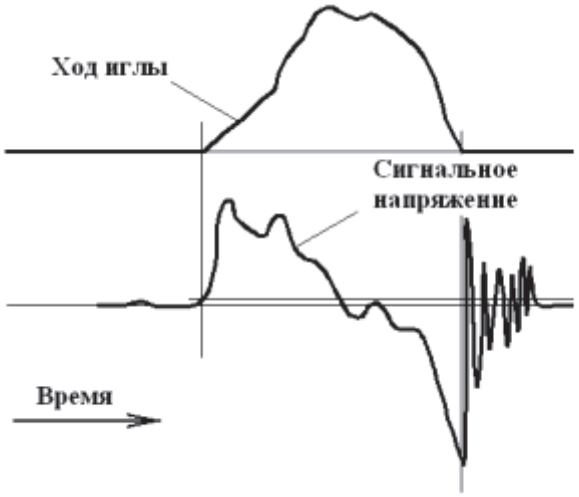


Рис. 1. Реальное перемещение иглы и сигнал встроенного индуктивного датчика перемещения иглы форсунок BOSH

Использование предлагаемого устройства позволит значительно сократить стоимость и время диагностирования топливной аппаратуры и форсунок дизеля КамАЗ. С помощью устройства для оценки реального хода иглы можно определять такие неисправности топливной аппаратуры, как нарушение угла опережения впрыска топлива, неточность цикловой подачи, ухудшение распыливания топлива, износ плунжерной пары топливного насоса высокого давления и т. д.

Данные о ходе иглы могут указывать на следующие неисправности.

Увеличение хода иглы – указывает на возможность запаздывания посадки иглы, что, в свою очередь, отрицательно влияет на конечную фазу распыливания топлива и на его расход, указывает на возможность прорыва газов в распылитель, что приводит к закоксовыванию сопловых отверстий.

Ранний и поздний впрыск топлива характерны при возникновении ошибки регулировщика, связанной с настройкой топливной аппаратуры дизеля (при выставлении угла опережения впрыска). Такая ошибка может привести к увеличению расхода топлива, потери мощности двигателя и повышению токсичности газов выпускной системы. Поздний впрыск возможен также и при износе плунжерной пары.

Изменение скорости передвижения иглы форсунки может говорить об износе плунжерной пары ТНВД, потере плотности сопряжения между корпу-

сом форсунки и распылителя, увеличении зазора между корпусом распылителя и иглой, а также о деформации корпуса распылителя при снижении и увеличении цикловой подачи, закоксовывании распылителя форсунки.

Дополнительный впрыск топлива приводит к дымности выпускных газов, закоксовыванию распылителя и увеличению расхода топлива. Причины появления подвпрыскиваний топлива характерны для зависания нагнетательного клапана ТНВД и сужения проходных отверстий распылителя.

Зависание иглы форсунки способствует увеличению угла опережения впрыска топлива, увеличению расхода топлива, дымности выхлопных газов. В этом случае игла теряет подвижность, форсунка работает как открытая, что позволяет цилиндровым газам проникать в полость распылителя, образуя кокс в его сопловых отверстиях. Зависание иглы может произойти на любых участках ее посадки. Это возможно при малой величине диаметрального зазора между распылителем и направляющей, а также при попадании в данное сопряжение твердых загрязнителей.

Устройство интегрируется непосредственно в корпус форсунки КамАЗ в верхней части, сохраняя герметичность, как представлено на рис. 2.

Устройство представляет собой систему из оптической пары, конструктивно состоящей из двух функциональных узлов, приемника и излучателя, и видоизмененной штанги форсунки. В оптической паре бесконтактной системы определения положения иглы форсунки использован инфракрасный светодиод BIR-BM1331 и фотодиод BPW41N в качестве излучателя и приемника соответственно. В систему также включены резисторы $R1$ для ограничения максимального тока светодиода и $R2$ для прочтения сигнала на осциллографе.

Перемещение иглы форсунки прерывает прямой световой луч, проходящий от излучателя к приемнику, вызывая изменение тока фотодиода и, как следствие, уровень падения напряжения на резисторе $R2$, значения которого фиксируется осциллографом. Установка излучателя и приемника в корпусе форсунки требует соблюдения их соосности и перпендикулярности к оси движения штанги форсунки. Оптическая пара работает в диапазоне частот от 1 до 50 Гц, что соответствует изменению частоты вращения коленчатого вала дизеля и позволяет варьировать длительность управляющего импульса. Питанием может служить любой источник с напряжением от 10 до 60 В. Изменения штанги форсунки заключаются в технологической припайке к ней штока, который будет перекрывать световой луч светодиода, расположенного в корпусе форсунки (рис. 2). Для того чтобы не менять веса движущихся частей форсунки, предусмотрено изготовление штанги совместно со штоком из высокопрочных композитных сталей.

Установка в корпус форсунки оптической пары и замена штанги форсунки не требует дорогостоящих операций. В силу применения композитных материалов в изготовлении штанги форсунки, ее масса остается

неизменной, что позволяет использовать модифицированную форсунку. В условиях массового производства применение данного устройства достаточно дешево и просто в обслуживании. Отказ оптической пары никак не влияет на работу форсунки, что обеспечивает ее работу в штатном режиме.

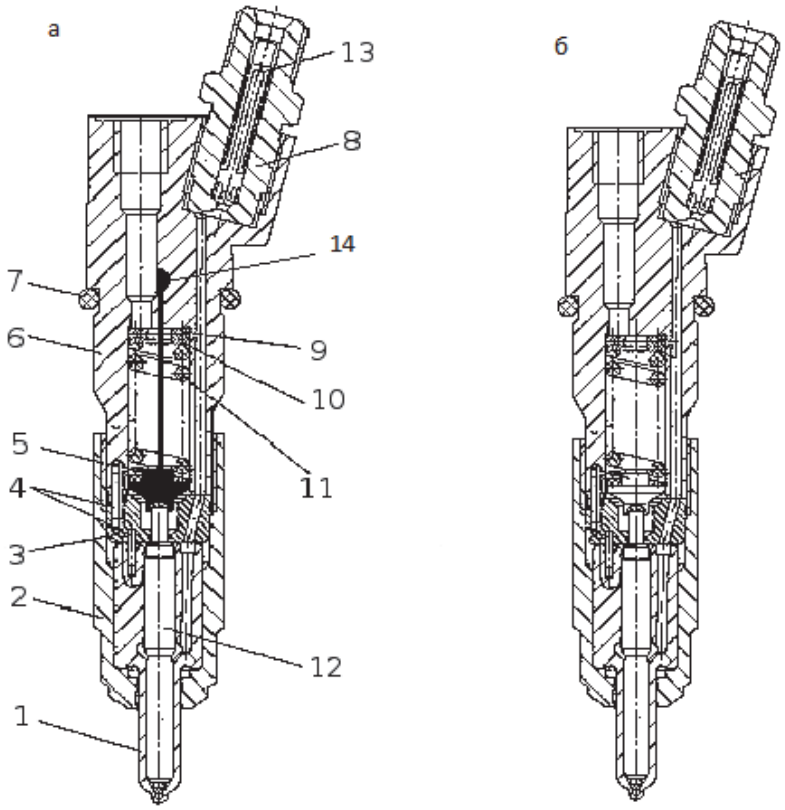


Рис. 2. Форсунка ДВС КамАЗ: *а* – форсунка с оптической парой и измененной штангой (затушевано), *б* – стандартная: *1* – корпус распылителя; *2* – гайка распылителя; *3* – проставка; *4* – штифты; *5* – штанга форсунки; *6* – корпус форсунки; *7* – уплотнительное кольцо; *8* – штуцер форсунки; *9*, *10* – регулировочные шайбы; *11* – пружина форсунки; *12* – игла распылителя; *13* – щелевой фильтр; *14* – оптическая пара

Таким образом, применение предлагаемого устройства существенно снижает трудоемкость и стоимость определения отказов и неисправностей топливной аппаратуры дизеля.

Список литературы

1. Михайлова Л.Ю. Датчик давления для осциллографирования хода иглы распылителя форсунки // Ориентированные фундаментальные прикладные исследования – основа модернизации и инновационного развития архитектурно-строительного и дорожно-транспортного комплексов России. Кн. 2. Омск, 2011. С. 397–402.

УДК 656.072
М.И. Филатов, С.В. Булатов
Оренбургский государственный университет

Обеспечение бесперебойной работы подвижного состава как фактор надежности

Важное место в номенклатуре материальных ресурсов занимают запасные части, а также материалы для ремонтно-эксплуатационных нужд. Значение запасных частей в обеспечении бесперебойной и эффективной работы подвижного состава пассажирского автотранспортного предприятия (АТП) общеизвестно. Месяц простоя единицы подвижного состава из-за, скажем, отсутствия топливного насоса оценивается десятками тысяч рублей в зависимости от марки автобуса и условий эксплуатации. Отсюда следует, насколько важна и ответственна работа по определению необходимого количества запасных частей.

Наличие необходимого комплекта запасных частей – существенный фактор надежности. В общем виде необходимое количество запасных частей определяется надежностью подвижного состава, главным фактором которого является возрастная структура АТП [1].

Хоть и надежность относится к категории абстрактных качественных понятий, но именно расчет даст понятию надежности точный смысл. Надежность может быть объективно оценена, измерена и испытана.

Надежность определяется как свойство системы (элемента), обусловленное главным образом ее безотказностью и ремонтопригодностью и обеспечивающее выполнение своих функций в установленном объеме [2].

За количественную меру надежности $R(t)$ принимается вероятность безотказной работы в течение времени t. Иными словами, зная плотность распределения $f(t)$ времени безотказной работы, имеем:

$$R(t) = \int_t^\infty f(t)dt\,. \tag{1}$$

К основным характеристикам надежности относятся:

- интенсивность отказов (по определению)

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)}\;; \tag{2}$$

- наработка на отказ – среднее время работы между двумя соседними отказами

$$T_O = \sum t_i / n. \tag{3}$$

© Филатов М.И., Булатов С.В., 2016

Большое значение для практики имеет экспоненциальный закон надежности [3], для которого:

- плотность распределения времени безотказной работы:

$$f(t) = \lambda\, e^{-\lambda t};$$

- интенсивность отказов:

$$\lambda = 1 / T_{\text{О}} = \text{const};$$

- надежность:

$$R(t) = e^{-\lambda t}.$$

График функции экспоненциального закона надежности приведен на примере шин, так как спрос на них для автобусов АТП будет наивысшим, по сравнению с другими запасным частями.

Фактические показатели пробега шин с параметрами 8,25*R*20, предназначенных для автобусов средней и большой вместимости (72 200 км), значительно отличаются от нормативных (80 000 км), что, в первую очередь, влияет на прогноз оптимального количества шин на АТП.

Потребное количество шин, предназначенных для автобусов средней и большой вместимости:

$$P_{\text{ш}} = \frac{L_{\text{общ}} \cdot n_{\text{ш}}}{L_H}, \qquad (4)$$

где $n_{\text{ш}}$ – число шин на одном автобусе без запасного; L_H – норма пробега для данного размера шин, тыс. км.

С учетом условий эксплуатации, получены данные, на случай непредвиденных ситуаций (прокол, порез), оптимального количества шин на АТП с подвижным составом более 200 единиц (920 шт.), что позволит обеспечить транспортную работу в течение срока эксплуатации автобусов, без простоев в ожидании шин, необходимое количество которых на 7,6 % больше, чем при нормативных показателях пробега (850 шт.).

График функции экспоненциального закона надежности представлен на рис. 1, который показывает, что надежность шин стремится к нулю по истечении двух лет, как раз когда пробег автобуса насчитывает ≈ 76 тыс. км, что равняется наработке на отказ шин [4].

На примере пассажирского автотранспортного предприятия с подвижным составом более 200 единиц определим необходимое количество запасных частей для автобусов. Надежность подвижного состава обеспечивается постоянным наличием в данный момент необходимых запасных частей на складах пассажирского АТП, чтобы не допустить простоев в ремонте и, следовательно, срыва перевозок с соответствующим опозданием пассажиров к месту назначения и финансовым потерям. Надежность работы деталей, узлов, агрегатов, систем и автобусов в целом, определяющих

требуемое функционирование данного транспорта, – 0,8. Стоимость одной партии запасных частей (без учета шин) – 500 тыс. руб.; потери от простоя единицы подвижного состава ≈ 2000 руб. в сутки.

Данная задача относится к числу так называемых задач с «постоянным параллельным резервированием» [3]. Вероятность отказа такой резервированной системы определяется формулой:

$$Q = q^n, \tag{5}$$

где q – вероятность отказа одной партии запасных частей, т. е. $q = 1 - p$, n – количество заказанных партий на складе.

Расчет суммарных затрат на запасные части (расходы на шины на данном АТП учитываются отдельной ведомостью) приведен в табл. 1.

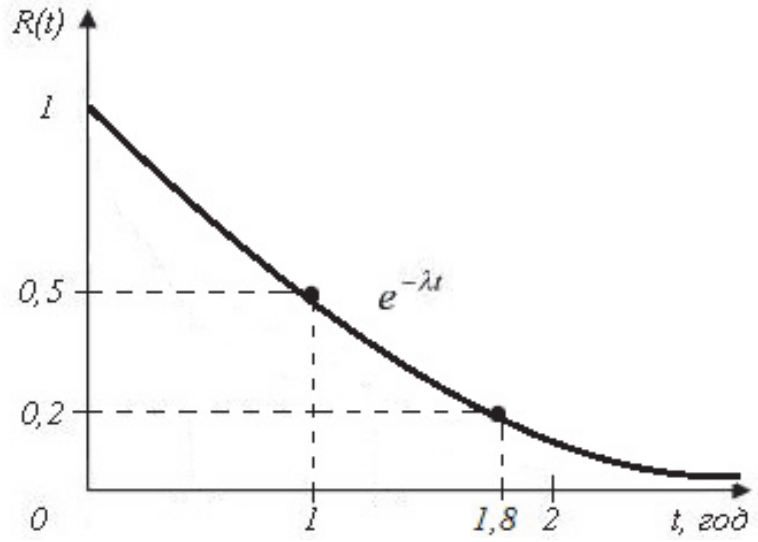


Рис. 1. График функции экспоненциального закона надежности шин

Таблица 1

Расчет суммарных затрат на запасные части (без учета шин)

Количество партий на складе	Стоимость партий запасных частей, тыс. руб.	Вероятности отказа	Время простоя автобусов от отказов в году, сутки	Потери от отказов, тыс. руб.	Суммарные расходы, тыс. руб.
1	500	0,2	352	672	1172
2	1000	0,04	74	148	1148
3	1500	0,008	9	87	1518

Суммарные расходы на запасные части проиллюстрированы на графике (рис. 2).

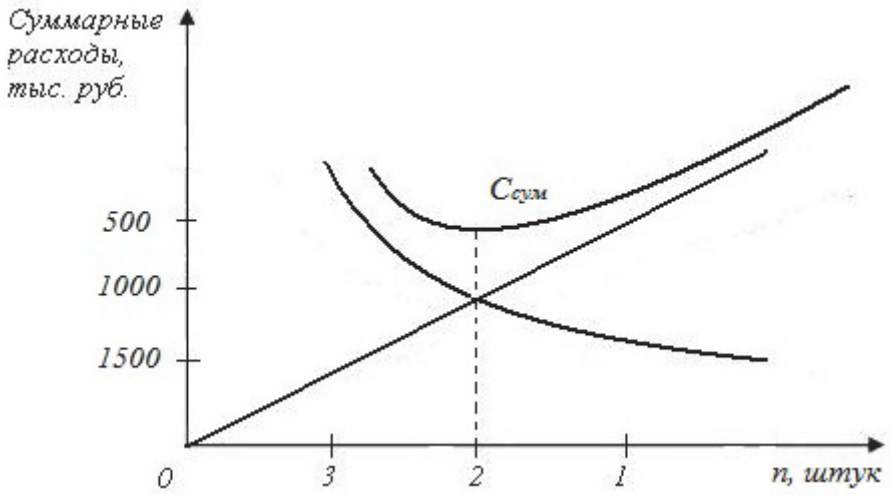


Рис. 2. Суммарные расходы на запасные части

Как показано на рис. 2, необходимо иметь два комплекта *n* запасных частей. При этом количестве суммарные расходы будут минимальны и автобусы не будут простаивать в ремонте на пассажирском АТП.

Список литературы

1. Булатов, С.В. Материально-техническое обеспечение как важный фактор эффективности эксплуатации автомобильного транспорта // Развитие транспорта – основа прогресса экономики России. СПб., 2015. С. 20–22.

2. Плоткин Б.К., Делюкин Л.А. Экономико-математические методы и модели в логистике. СПб., 2010. С. 70–73.

3. Бережная Е.В., Бережной В.И. Математические методы моделирования экономических систем. М., 2006. С. 82–85.

4. РД 3112199-1085-02. Временные нормы эксплуатационного пробега шин автотранспортных средств. Установлен Распоряжением Министерства транспорта РФ № АК-1-Р от 05.01.2004.

УДК 66.066–035.8

С.В. Федосов, Ю.П. Осадчий, О.А. Маркелова,
Н.Е. Пахотин, Н.А. Габелев, В.М. Шакиров
Ивановский политехнический университет

Баромембранное разделение жидких полидисперсных систем

В условиях развития научно-технического прогресса проблема охраны окружающей среды стала одной из самых острых и актуальных. Однако организация рационального природопользования возможна при разработке

© Федосов С.В., Осадчий Ю.П., Маркелова О.А., Пахотин Н.Е., Габелев Н.А., Шакиров В.М., 2016

новых и совершенствовании существующих технологий переработки сырьевых ресурсов, в частности жидких полидисперсных систем в химической, строительной промышленности и транспорте [1]. Применение для этой цели мембранной технологии, в данном случае микрофильтрации, позволяет не только снизить энергоемкость перерабатывающего производства, но и значительно ослабить его влияние на окружающую среду. Тем не менее дальнейшее применение мембранных установок при локальном разделении, например, моторных дизельных масел сдерживается недостаточной проработкой технологических вопросов разделения и сложностями в решении экономических вопросов по созданию перерабатывающих производств. Исходя из этого, можно поставить задачи, решение которых будет еще одним шагом на пути создания малоотходных технологий: выбор наиболее существенных физико-химических свойств жидких полидисперсных систем, наличие которых позволило бы прогнозировать возможность применения мембранных технологий в процессе их переработки; определение основных закономерностей компоновки мембранных установок с существующими технологическими линиями как альтернативы традиционному оборудованию; определение основных особенностей мембранных методов разделения жидких полидисперсных систем, которые необходимо учитывать при разработке технологии их разделения.

Исследование процессов разделения с использованием молекулярных сит позволило выделить мембранный метод как наиболее перспективный для тонкой очистки [2]. Процессы микрофильтрационного разделения зависят от свойств мембран, потоков в них и движущих сил. Для этих процессов также важен характер потоков к мембране со стороны разделяемых сред и отвода продуктов разделения с противоположной стороны. Принципиальное отличие мембранного метода от традиционных приемов фильтрования – разделение продуктов в потоке, т.е. разделение без осаждения на фильтроматериале осадка, постепенно закупоривающего рабочую пористую поверхность фильтра.

Основные требования, предъявляемые к полупроницаемым мембранам, используемым в процессах мембранного разделения, следующие: высокая разделяющая способность (селективность); высокая удельная производительность (проницаемость); химическая стойкость к действию среды разделяемой системы; неизменность характеристик при эксплуатации; достаточная механическая прочность, отвечающая условиям монтажа, транспортировки и хранения мембран; низкая стоимость.

Для разделения или очистки некоторых нетермостойких продуктов применение мембранного метода является решающим, так как этот метод работает при температуре окружающей среды. В то же время мембранный метод имеет недостаток – накопление разделяемых продуктов вблизи рабочей поверхности разделения. Это явление называют концентрационной

поляризацией, которая уменьшает проникновение разделяемых компонентов в пограничный слой, проницаемость и селективность, а также сокращает сроки службы мембран. Для борьбы с этим явлением проводят турбулизацию слоя жидкости, прилегающего к поверхности мембраны, чтобы ускорить перенос растворенного вещества. Процессы, возникающие при разделении смесей, определяются свойствами мембран. Необходимо учитывать молекулярные взаимодействия между мембранами и разделяемыми потоками, физико-химическую природу которых определяет скорость переноса. Эти взаимодействия с материалом мембран отличают мембранный метод от микроскопических процессов обычного фильтрования. Промышленное использование процессов микрофильтрационного разделения требует надежного, стандартного и технологического оборудования, характеристики которого представлены в таблице. Для этой цели в настоящее время применяют мембранные модули, которые компактны, надежны и экономичны. Выбор конструкции модуля зависит от вида процесса разделения и условий эксплуатации в промышленных установках.

Таблица 1

Характеристика мембраны

Мембрана	Движущая сила	Метод разделения	Применение
Симметричная микропористая мембрана с радиусом пор от 0,1 до 10 мкм	Гидростатическое давление от 0,01 до 0,1 МПа	Сетчатый механизм, зависящий от радиуса пор и адсорбции	Стерильное фильтрационное осветление, разделение масел

Мелкие частицы растворенного вещества и растворитель проходят через мембрану, а концентрация задерживаемых частиц возрастает. Поток раствора вдоль разделительной мембраны позволяет удалять концентрированный слой, примеси твердых частиц и других образований, от которых была необходимость освободить раствор и растворитель. Прошедший через мембрану растворитель выносит микровключения, которые направляют на технологические линии для разделения в следующих циклах. Мембранный метод микрофильтрации используют при разделении суспензий, эмульсий и очистке загрязненных механическими примесями промышленных сточных вод, а также при получении стерильных растворов. Концентрационная поляризация при микрофильтрации относится к учитываемому явлению. Для удаления осаждающихся частиц с поверхности микрофильтрационной мембраны используют приемы специального воздействия: поперечный поток, обратная промывка, ультразвуковая вибрация. Микрофильтрацию осуществляют в аппаратах плоскорамного типа. При промышленном использовании микрофильтрации обычно применяют горизонтальные пла-

стинчатые системы или патронные фильтры; наиболее распространены рамные фильтр-прессы. В качестве патронных фильтров применяют гофрированный мембранный патрон, расположенный в корпусе, рассчитанном на работу под давлением. Исходный раствор поступает в фильтр со стороны корпуса, продукт собирается в центральной трубе, которая уплотнена с корпусом прокладкой. При постоянном гидростатическом давлении производительность фильтра постепенно уменьшается до значения, при котором дальнейшая эксплуатация становится неэкономичной и фильтр заменяют.

Список литературы

1. Невский А.В., Мешалкин В.П., Шарнин В.А. Анализ и синтез водных ресурсосберегающих химико-технологических систем. М., 2004.

2. Солодихин Н.И., Дудкин Е.В. Перспективные наноэлементы и их промышленное применение. Черкассы, 2007.

УДК 629.113

Н.М. Моисеева, Г.В. Полоцкий
Липецкий государственный технический университет

Использование бензина в различных климатических районах России

Огромные территории нашей страны обусловливают разнообразие климатических условий. В зависимости от среднемесячной температуры воздуха в январе и июле территория России поделена на четыре климатических района (I, II, III, IV). Липецкая область располагается во II климатическом районе (среднемесячная температура в январе составляет –8 °С, в июле – от +22 до +28 °С.). При этом имеют место значительные колебания температуры. Так, летом 2010 г. в течение 30 дней фиксировались показатели температуры выше +35 °С, а средняя температура января составила –18 °С.

Город Липецк имеет развитую транспортную сеть, и исследование эксплуатационных свойств бензина, используемого в качестве топлива для автомобильных транспортных средств, представляется актуальным. Целью данной работы является определение возможностей безопасной эксплуатации двигателя автомобиля в различных климатических условиях при использовании разных образцов бензина марки АИ-95 с шести АЗС.

Одними из основных требований к бензинам является отсутствие затруднений при транспортировке, хранении и подаче по системе питания в двигатель при любых климатических условиях и обеспечение создания

© Моисеева Н.М., Полоцкий Г.В., 2016

однородной топливовоздушной смеси необходимого состава при любых температурных условиях.

В результате исследования определение фракционного состава топлива, являющегося основным показателем пригодности использования бензина в определенное время года, осуществлялось перегонкой на приборе для разгонки нефтепродуктов АРНС-Э. Фракции бензина условно подразделяют на пусковую, содержащую самые легкоиспаряющиеся углеводороды, входящие в первые 10 % отгона; рабочую, включающую последующие 80 % состава бензина, и концевую, в которую входят последние 10 % бензина. В соответствии с таким делением эксплуатационные свойства бензина оценивают по пяти характерным точкам кривой фракционного состава: температуре начала перегонки, температуре перегонки 10, 50, 90 % количества бензина и температуре конца перегонки.

При понижении температуры эксплуатации двигателей могут произойти нарушения в их нормальной работе, связанные с изменением свойств, применяемых бензинов. Температуры начала перегонки и перегонки 10 % характеризуют пусковые качества бензина, т. е. способность обеспечивать запуск двигателя при низких температурах и склонность топлива к образованию паровоздушных пробок в топливной системе двигателя. Чем ниже температура окружающего воздуха при пуске двигателя, тем больше должен иметь бензин легких фракций и тем ниже должна быть их температура кипения. Это качество бензина характеризуется температурами начала его перегонки и перегонки 10 % (номограмма для шести образцов бензина приводится ниже). Однако чрезмерно низкая температура перегонки 10 % приводит к образованию в прогретом двигателе «паровых пробок», при этом горючая смесь значительно обедняется. Практически это приводит к тому, что двигатель теряет мощность и из-за перебоев подачи топлива может остановиться. Таким образом бензины с оптимальной испаряемостью позволяют надежно эксплуатировать автомобили в любое время года во всех климатических зонах нашей страны.

На основе данных, представленных в таблице, можно сделать вывод, что все образцы бензина, которые подвергались лабораторным исследованиям, пригодны к использованию в Липецкой области (II климатический район). Но следует обратить внимание на то, что не рекомендуется использование образцов бензина 4 и 6 в климатических районах, в которых средняя температура в январе меньше –23 ºС. Также стоит обратить внимание на то, что один холодный пуск двигателя при температуре окружающей среды –20 ºС эквивалентен пробегу автомобиля в 150 км. Использование образцов 2, 3, 4, 6 топлива не рекомендовано в I климатическом районе. Для южных регионов РФ, где средняя температура летом может превышать +31 ºС, первый образец топлива не рекомендован для использования, так как велика вероятность образования в системе питания ДВС паровых пробок.

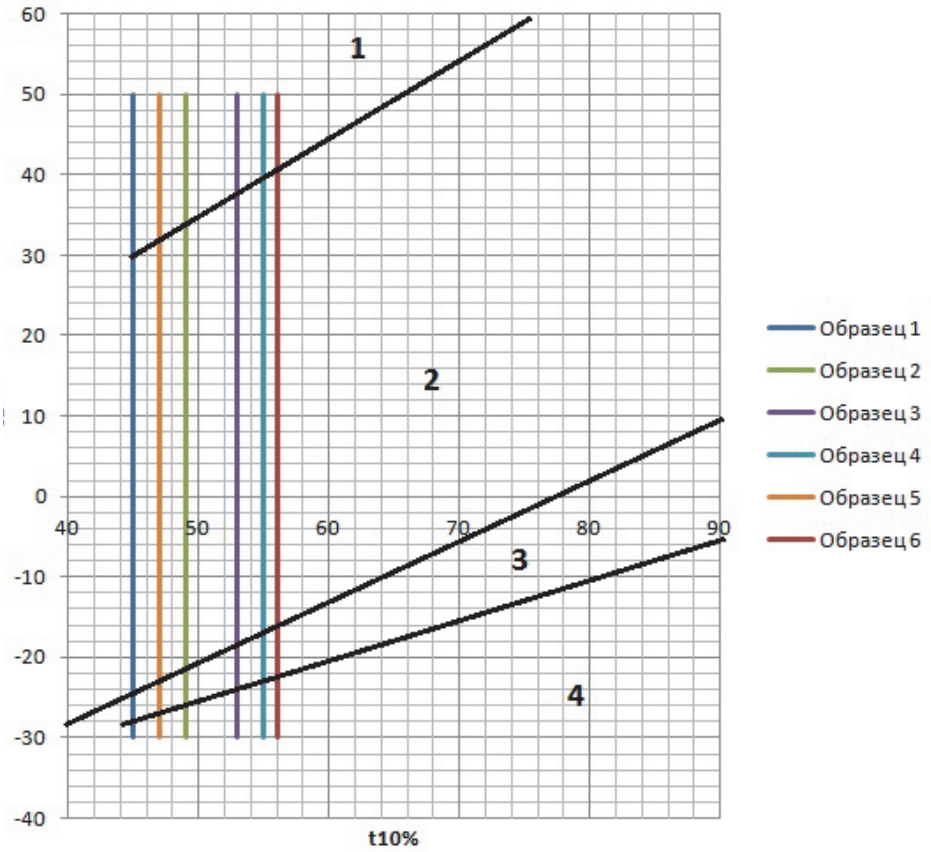


Рис. 1. Номограмма для эксплуатационной оценки бензинов при температуре перегонки 10 % объема. Область номограммы: *1* – возможного образования паровых пробок; *2* – легкого пуска двигателя; *3* – затрудненного пуска двигателя; *4* – практически невозможного пуска холодного двигателя

Таблица 1

Эксплуатационная оценка бензинов

Показатель	Нижний температурный порог показателей по образцам, ºС					
	1	2	3	4	5	6
Образование паровых пробок	30	34	38	39	32	40
Легкий пуск двигателя	–25	–21	–19	–18	–23	–17
Затрудненный пуск двигателя	–28	–26	–24	–23	–25	–23
Быстрый прогрев и хорошая приемистость	–30	–30	–30	–24	–30	–30
Незначительное разжижение масла в картере	–30	–30	–30	–30	–30	–30
Заметное разжижение масла в картере	–30	–30	–30	–30	–30	–30

Сравнение образцов топлива показывает, что нет топлива, которое можно одинаково использовать и в северных, и в южных регионах РФ. Таким образом, климатические условия на территории РФ таковы, что повсеместное применение бензинов одинакового фракционного состава в любое время года неизбежно повлечет за собой повышенный расход топлива, увеличение продолжительности пуска двигателя, снижение его надежности, долговечности и т. д.

По результатам подобных исследований возможен выбор оптимального образца бензина для своих климатических условий, который во всем диапазоне работы двигателя обеспечивал бы требуемые эксплуатационные характеристики. В этом случае использование нужного бензина позволит снизить износ двигателя автомобиля и, следовательно, сократить расходы на техническое обслуживание и текущий ремонт автотранспортных средств.

Список литературы

1. Моисеева Н.М., Полоцкий Г.В. Повышение эффективности использования топлива // Проблемы эксплуатации автомобильного транспорта и пути их решения на основе современных информационно-коммуникационных технологий. Воронеж, 2015. С. 62–65.

2. СНиП 23-01–99. Строительная климатология. М., 1999.

3. ГОСТ 2177–99. Нефтепродукты. Методы определения фракционного состава. Минск, 1999.

4. Стуканов В.А. Автомобильные эксплуатационные материалы. М., 2003.

УДК 627.7.625.07.04

Ю.П. Осадчий, О.А. Маркелова, Н.Е. Пахотин, Н.А. Габелев
Ивановский государственный политехнический университет

Очистка сточных вод на станциях техобслуживания

Даже рассматривая только одну из областей применения мембран – обработку сточных вод, можно сделать вывод, что применение мембран постоянно и быстро растет. Вне зависимости от решаемой проблемы мембранные установки способны извлечь пермеат из любого водного потока. Рынок мембран для осветления, концентрирования, разделения и очистки сточных вод, начиная с 1995 г., быстро развивается: эффективность их работы растет, а стоимость, наоборот, снижается. Таким образом, теряют

© Осадчий Ю.П., Маркелова О.А., Пахотин Н.Е., Габелев Н.А., 2016

свою актуальность проблемы на этом рынке, такие как энергозатраты, риск забивания мембран (заиливания) и стоимость самих мембран. Ультрафильтрация постепенно заменяет традиционные системы осветления в производстве автотранспортных предприятий и станций техобслуживания или создания систем оборотной воды, а также в предварительной обработке воды для повторного использования ценных компонентов. Подготовка воды для мойки машин требует состава определенного качества [1]. Микрофильтрация, ультрафильтрация и нанофильтрация могут быть использованы как для одноуровневой обработки относительно чистых вод, так и в комбинации со стадиями коагуляции, отстаивания, осветления или флотации. Учитывая высококачественные физические характеристики получаемого пермеата, установки ультрафильтрации можно рекомендовать как предпочтительное техническое решение для удаления забивающих мембраны частиц перед подачей на установку обратного осмоса. Первое широкое применение в обработке сточных вод полимерные анизотропные ультрафильтрационные мембраны нашли в области повторного использования городских сточных вод в промышленном секторе, для полива и т. д. Возможность многократного применения воды на станциях технического обслуживания – до двадцати раз – позволяет получить экономический и экологический эффект. Возможна также очистка сточных вод, которая проводится мембранными биореакторами (МБР). В них используются как мембраны с внутренней поверхностью фильтрации, так и погружные мембраны [2]. МБР являются эффективным техническим решением для обработки промышленных сточных вод автотранспортных предприятий, промышленных сточных вод, получаемых при обезжиривании поверхности металла под покраску. По сравнению с традиционными способами очистки, баромембранные способы разделения компонентов сточных вод имеют множество преимуществ:

- Ультрафильтрация является надежной защитой от микроорганизмов и взвешенных частиц.
- Качество пермеата не зависит от качества подаваемой воды.
- Ультрафильтрация, нанофильтрация способны очистить воду от патогенных микроорганизмов, устойчивых к хлору.
- Концентрат, появляющийся в процессе ультрафильтрации, состоит лишь из примесей, которые можно использовать повторно. Количество возникшего осадка значительно ниже, чем при обычных методах очистки.
- Компактность системы позволяет сэкономить производственные площади и обладает большей эргономичностью, чем системы обычной очистки.
- Процесс ультрафильтрации легко автоматизируется.
- Последующие этапы очистки будут более эффективны, поскольку практически все взвешенные вещества удалятся в процессе ультрафильтрации.

- Затраты по использованию методов нанофильтрации или обратного осмоса значительно снизятся, так как скорость потока в системах будет выше и очистка будет произведена при меньших энергозатратах.

Список литературы
1. Прогрессивные мембранные технологии. Владимир, 2013.
2. Дытнерский Ю.И. Массообменные процессы и аппараты. М., 1995.

УДК 621.398
С.А. Калауов, М.М. Мирсобиров
Ташкентский автомобильно-дорожный институт

Использование телематических систем на пассажирском транспорте г. Ташкента

Городской пассажирский транспорт является одной из ключевых сфер экономики города. Следует отметить, что для подавляющего большинства городов автобусы являются основным видом пассажирского транспорта, основной отраслью жизнеобеспечения, от нормального функционирования и развития которой зависит как работа хозяйственного комплекса, так и социальная обстановка в городе в целом, в связи с чем организация его управления является одной из первоочередных задач местного самоуправления.

Одним из основных направлений развития телематических систем на пассажирском транспорте как в Республике Узбекистан, так и зарубежных странах является внедрение автоматизированных навигационных систем диспетчерского управления (АНСДУ). Данные системы используют определение местоположения транспортных средств по сигналам глобальных навигационных систем GPS или ГЛОНАСС.

Современный этап развития АНСДУ связан в первую очередь с резко обострившимися транспортными проблемами современных городов. Сложные условия работы городского пассажирского транспорта связаны с повышением интенсивности движения на улично-дорожной сети крупных городов, высокой плотностью транспортных потоков и динамично изменяющимися пассажиропотоками. В связи с этим большое значение при решении задач управления перевозками имеют вопросы снижения затрат времени пассажиров на транспортное обслуживание, а также обеспечение запланированного уровня качества предоставления транспортных услуг. Особое место занимает вопрос рационального и эффективного диспетчерского контроля и управления движением пассажирских транспортных

© Калауов С.А., Мирсобиров М.М., 2016

средств по маршрутам регулярных перевозок, которое должно быть обеспечено в АНСДУ нового поколения.

В соответствии с Постановлениями Президента Республики Узбекистан от 9 августа 2013 г. № 2048 «О мерах по дальнейшему совершенствованию системы организации пассажирского транспорта в г. Ташкенте» и Кабинета Министров Республики Узбекистан от 13 октября 2013 г. № 308 «Об организационных мерах по дальнейшему совершенствованию системы городского пассажирского транспорта» в АК «Тошшахартрансхизмат» проводится работа по проектам с широким использованием современных возможностей ИКТ.

Диспетчерские системы на базе спутниковых навигационных систем (СНС) обеспечивают возможность оперативного управления перевозками, фиксации фактически выполненной транспортной работы за счет сбора, передачи и обработки информации о местоположении транспортных средств, доступа к этой информации всех заинтересованных участников транспортного процесса (руководителей транспортных предприятий, представителей органов власти и т. д.).

С точки зрения эксплуатации основное назначение транспортно-телематических систем (ТТС) пассажирского транспорта заключается в оперативном управлении движением и состоит из следующего блока задач:

- автоматизированного контроля процесса выпуска подвижного состава на линию и его возврата в парк;
- автоматизированного контроля движения транспортных средств с формированием и выдачей сообщений об отклонениях от графиков движения отдельных подвижных единиц;
- реализации управляющих воздействий диспетчера (корректировки графиков движения, выпуска резервного транспорта, изменения расписания движения и т. п.).

В большинстве случаев управляющие воздействия диспетчера доводятся до водителей в сеансах радиосвязи, но при наличии соответствующего оборудования (например, бортового дисплея водителя) возможна отправка текстового сообщения.

Следует отметить ряд особенностей развертывания навигационных систем на общественном пассажирском транспорте в городах Европы. Они ориентированы не столько на потребности управления движением самих транспортных средств, сколько на удобство и безопасность пассажиров. Именно поэтому большое внимание обращается на средства информирования пассажиров о работе общественного транспорта в реальном масштабе времени на остановочных пунктах, в пересадочных узлах, продаже билетов с помощью мобильной связи и через Интернет. Все крупные системы имеют схожие технологические характеристики.

Рис. 1. Принципиальная схема работы АНСДУ пассажирскими перевозками на базе спутниковой навигации

Среди лидеров рынка следует отметить такие крупные межнациональные корпорации, как «Сименс» (Германия), Thales (Франция) и Ascom Group (Швейцария).

Принципиальная схема работы АНСДУ на базе спутниковой навигации приведена на рис. 1.

На современном этапе формируются единые требования к построению и функционированию АНСДУ на основе такой новой категории в управлении перевозочном процессом, как «координатно-временное и навигационное обеспечение автомобильного транспорта».

Одновременно с направленностью на решение сложных транспортных проблем современный этап эволюции АНСДУ характеризуется появлением и внедрением систем, в которых спутниковая информация используется для решения задач, связанных не только с непосредственным диспетчерским управлением перевозками, а и с целым рядом дополнительных задач информационно-навигационного обеспечения транспортных процессов.

Анализ современных навигационных систем диспетчерского управления автомобильным пассажирским транспортом показывает, что все они характеризуются следующими основными особенностями:

а) комплексной автоматизацией процессов оперативного диспетчерского управления перевозочным процессом на всех его этапах;

б) использованием территориально-распределенных сетей передачи данных, обеспечивающих подключение к системе всех легитимных поль-

зователей (городская администрация, предприятия перевозчики, оперативные службы);

в) значительным расширением функциональных возможностей диспетчерского управления как по охвату маршрутной сети, так и по составу и содержанию функций диспетчерского управления – и на уровне общегородских ЦДС, и для пассажирских АТП;

г) расширением сервисных и информационных функций для пассажиров, включая:

1) автоматизированную оплату проезда;

2) автоматический вывод информации на внутрисалонное табло;

3) автоматический вывод информации на передний, боковой и задний указатели маршрута следования;

д) расширение сервисных функций для водителя пассажирского транспортного средства, включая:

1) обмен информацией с диспетчерским центром в голосовом и текстовом режимах;

2) вывод актуального расписания движения на дисплей бортового навигационно-связного блока;

3) автоматическое объявление названий остановочных пунктов в салоне транспортного средства по данным спутниковой навигации;

4) информирование о входе/выходе пассажиров транспортного средства;

5) вывод информации о количестве пассажиров, оплативших за проезд;

е) повышение безопасности перевозочного процесса за счет:

1) возможности передачи водителем сигнала бедствия, «привязанного» к месту и времени с помощью спутниковой навигации;

2) передачи снимков из салона транспортного средства по запросу или при нажатии кнопки сигнала бедствия;

3) осуществления видеозаписи в салоне (снимки с определенной периодичностью) с сохранением в памяти бортового блока и возможностью последующего считывания.

Комплексная автоматизация процессов оперативного диспетчерского управления перевозочным процессом на всех его этапах включает в себя следующие направления:

а) технологическая подготовка производства, включая функции:

1) сбора и обработки данных о фактических пассажиропотоках на маршрутах городского пассажирского транспорта;

2) выбора типа и определения количества подвижного состава для городских маршрутов по результатам анализа данных о фактических пассажиропотоках на городских маршрутах;

3) расчета и оптимизации расписаний движения для всех видов городского пассажирского транспорта;

б) оперативное планирование, включая формирование оперативных планов-нарядов пассажирских перевозок по предприятиям перевозчикам;

в) оперативное диспетчерское управление перевозочным процессом: контроль, учет, анализ и регулирование процесса перевозок в режиме реального времени;

г) формирование оперативных справок по запросам и отчетов о результатах процесса перевозок за оперативный цикл с накопительным итогом;

д) сервисные информационные функции: информирование пассажиров о плановом и фактическом маршрутизированном движении городского пассажирского транспорта; обеспечение удаленного доступа к информации системы легитимным пользователям.

В настоящее время в АК «Тошшахартрансхизмат» запущено мобильное приложение отслеживания движения автобусов, разработанное АК «Тошшахартрансхизмат».

С помощью мобильного приложения можно узнать время прибытия нужного автобуса на определенную остановку, расписание движения автобусов и даже следить за перемещением транспортного средства на карте в режиме онлайн (рис. 2).

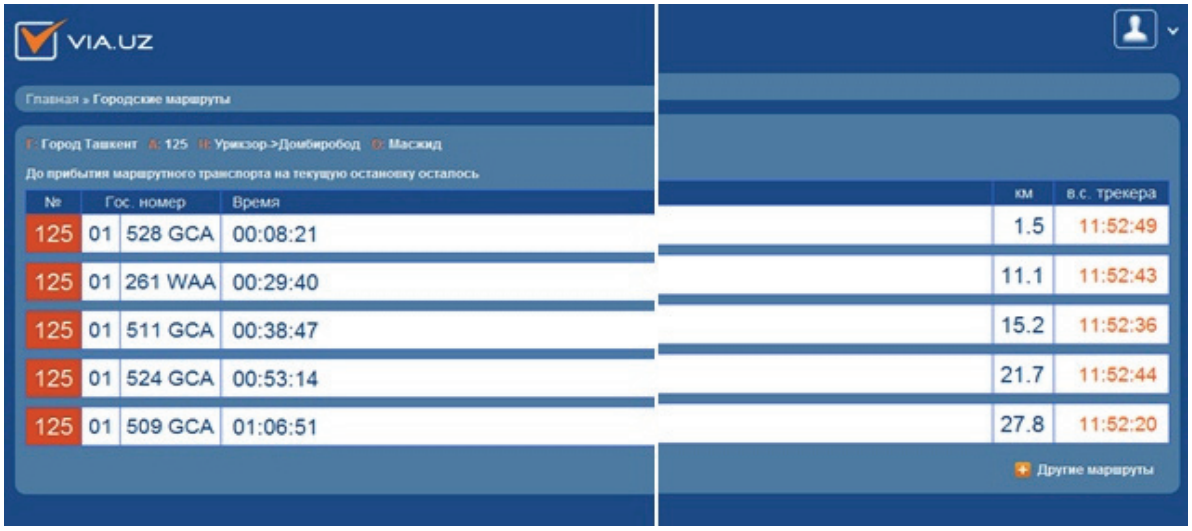


Рис. 2. Фрагмент программы VIA.UZ

Проект является социальным и нацелен на экономию времени ожидания пассажиров и улучшение работы общественного транспорта г. Ташкента.

Программа позволяет осуществлять поиск автобуса по номеру маршрута, по остановке или по местоположению пользователя. Для удобства можно составить личный список маршрутов с указанием конкретных остановок.

В заключение необходимо отметить, что по состоянию на 1 января 2016 г. по г. Ташкенту установлено 1419 ед. GPS-трекеров на автобусах

9 автобусных парков, эксплуатируемых на 131 городском маршруте. Экономический эффект от внедрения системы GPS за 12 месяцев 2015 г. составил более 1,0 млрд сум.

Список литературы

1. Власов В.М., Ефименко Д.Б., Богумил В.Н. Транспортная телематика в дорожной отрасли. М., 2013.

2. Гореев А.Э. Основы теории транспортных систем. СПб., 2010.

3. Geurs K.T., van Wee B. Accessiblity Evaluation of Land-Use and Transport Strategies: Review and Research Directions // Journal of Transport Geography. 2004. № 12. P. 127–140.

УДК 629.039.58

Е.Е. Анисимов

Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова

Эксплуатационно-экологические проблемы автомобильного транспорта в условиях Крайнего Севера (на примере г. Якутска Республики Саха (Якутия))

Стремительные темпы развития человеческого общества, науки и техники, поразительные достижения во всех областях человеческой деятельности, в первую очередь в информатике и коммуникациях, транспорте и связи, изменили наши представления о времени и пространстве и привели к переоценке ценностей. Стратегия экстенсивного роста уже не может удовлетворять экологически ориентированное общественное сознание. Размах антропогенного влияния на окружающую среду настолько велик, что под угрозу поставлена сама жизнь на планете. Настораживает тот факт, что в процессе реализации многих технических решений получаемые результаты расходятся с ожидаемыми прогнозами. Объем материальных потерь, появление патологий, снижающих дееспособность человека, вследствие антропогенных изменений в биосфере принимают огромные масштабы [1].

Одним из основных источников загрязнения окружающей среды является автомобильный транспорт. Как известно, при работе двигатель внутреннего сгорания поглощает 4 т кислорода, и с выхлопом образуются следующие вредные вещества: диоксид углерода (CO_2), оксид углерода (CO), диоксид серы (SO_2), окислы азота (NOx), летучие углеводороды (ЛОС) и производные от них твердые частицы, в том числе вещество 1-го класса опасности – бензапирен.

© Анисимов Е.Е., 2016

На наш взгляд, самым агрессивным видом вредных выбросов является бензапирен. Он вызывает поражения органов дыхательных путей и кровеносной системы. По данным ГБУ «Якутский республиканский медицинский информационно-аналитический центр» (ЯРМИАЦ), первичная заболеваемость всего населения в 2012 г. повысилась на 3,1 %, составив 1065,0 чел. на 1000 населения (2010 г. – 1032,8). В структуре первичной заболеваемости всего населения на протяжении трех лет лидируют болезни органов дыхания – 256,0 чел. на 1000 населения [2].

Вместе с передвигающимися массами воздуха бензапирен разносится по большой площади, а выпадая вместе с твердыми частицами из воздуха (например, при осадках), попадает в почвенные слои, водоемы, на поверхности строений. Если в средней полосе России большая часть бензапирена нейтрализуется почвой, то в Якутии ввиду наличия мерзлоты с каждым разом только накапливается. В данное время в г. Якутске имеется более 106 тыс. автомобилей, из которых 60 % эксплуатируется круглогодично [2, 3].

От общего количества автомобилей (106 000 ед.) в год в среднем образуется 4,136 т твердых углеводородов. Из этого объема 2 % приходится на долю бензапирена, что составляет около 82 680 кг/год.

Таким образом, актуальность представленной работы очевидна, и работы направлены на поиск решений по уменьшению объема выбросов бензапирена и увеличение ресурса работы ДВС в условиях Крайнего Севера.

В целях достижения снижения уровня вредных выбросов автотранспорта предлагается способ ограничения времени холостой работы двигателя путем установки в систему охлаждения двигателя внутреннего сгорания электрических подогревателей и использования теплоизоляционных утеплителей тентов. Использование теплоизоляционного утеплителя совместно с электроподогревателем ДВС позволяет значительно уменьшить долю вредных выбросов выхлопного газа автомобилей и снизить эксплуатационные затраты при хранении автотранспорта, а также обеспечить заложенный ресурс работы автомобиля при эксплуатации в условиях Крайнего Севера.

Принцип работы электроподогревателя «СТАРТ-М»

На начальном этапе работы нами проведен патентный поиск с целью выявления и подбора оптимальной марки устройства подогрева охлаждающей жидкости в двигателе внутреннего сгорания. В итоге было решено апробировать электроподогреватель охлаждающей жидкости марки «СТАРТ-М» отечественного производства.

Охлаждающая жидкость (тосол, антифриз) нагревается в корпусе подогревателя. Вследствие меньшей плотности нагретая жидкость начинает направленно циркулировать и поступать в рубашку охлаждения двигателя. Место нагретой жидкости занимает более холодная. Так устанавливается естественная термосифонная циркуляция охлаждающей жидкости. Термо-

регулятор автоматически поддерживает температуру охлаждающей жидкости в заданных пределах, а аварийный термовыключатель предотвращает выход из строя подогревателя при отсутствии в нем охлаждающей жидкости (двойная степень защиты). Время разогрева двигателя зависит от климатических условий (температура, ветер), а также от условий стоянки автомобиля (открытая стоянка, гараж) [4] (см. рис. 1).

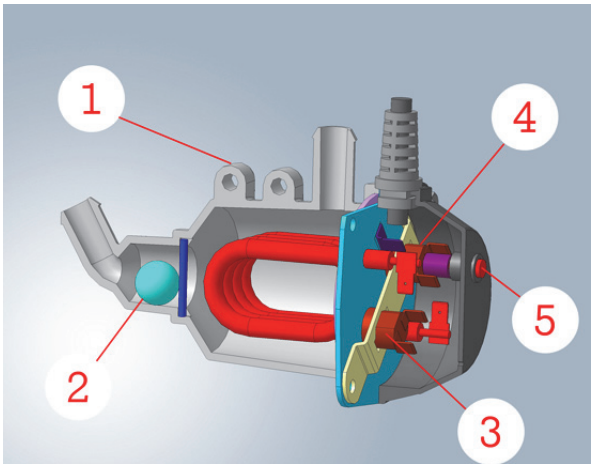


Рис. 1. Электроподогреватель «СТАРТ-М»: 1 – корпус; 2 – шарик клапана; 3 – терморегулятор; 4 – аварийный термовыключатель; 5 – кнопка возврата (включения) термовыключателя

Результаты расчетных и экспериментальных исследований

Проведен сравнительный анализ расходов в трех вариантах: при содержании автомобиля с применением электроподогревателя «СТАРТ-М», работе автомобиля на холостом ходу при заведенном двигателе и при хранении автомобиля в теплой стоянке (см. табл. 1).

Таблица 1

Сравнительный анализ расходов

Тип энергоносителя	Расход энергоносителя	Расход в денежном выражении за час, руб.	Расход в денежном выражении (руб.) за время простоя на стоянке	За 1 месяц, руб.	Итого за 7 мес., руб.
Электричество	1,5 кВт/ч	1,5×5,09* = 7,6	7,6×8 = 61,08	61,08×22 = 1343,76	9406,32
Бензин	0,82л/ч	0,82×46,5**= 38,13	38,13×8 = 305,04	305,04×22 = 6710,88	46 976,16
Арендуемая теплая стоянка	–	30–33	33×8 = 264	264× 22 = 5808	40 656

Примечания: * – установленный тариф потребления электроэнергии в г. Якутске по состоянию на 01.01.2016. ** – цена за 1 л бензина АИ-92.

Проведены экспериментальные исследования изменения температур в системе охлаждения ДВС при движении и на холостом ходу автомобиля (рис. 2, 3).

Если приложить полученные результаты к таблице функциональной классификации терморежимов ДВС, разработанной Ю.В. Богдановым (табл. 2), то терморежим будет находиться в периоде нерегулируемого нагрева.

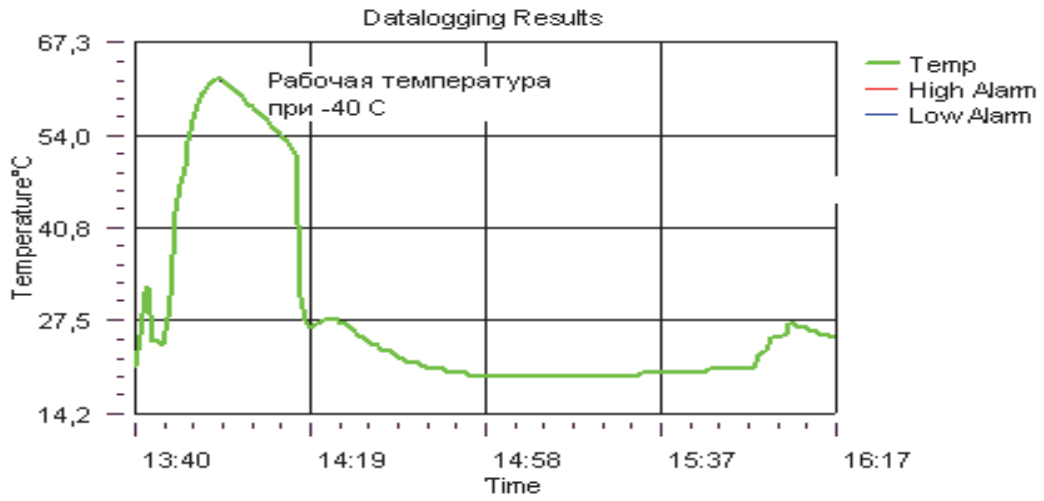


Рис. 2. График изменения температур в системе охлаждения ДВС при движении автомобиля (температура воздуха –40 ^{0}С.)

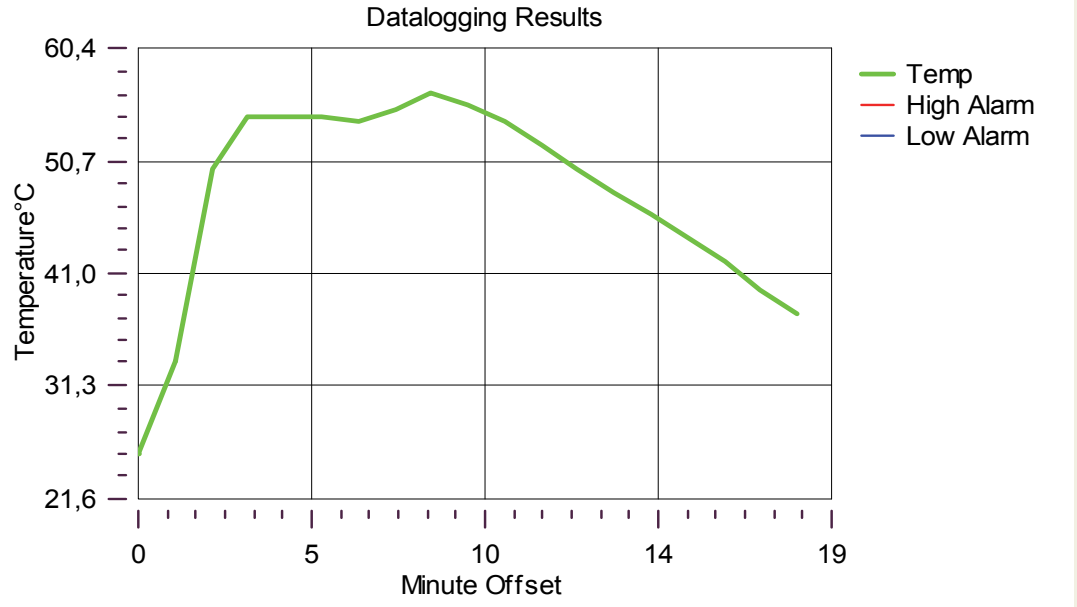


Рис. 3. График изменения температур в системе охлаждения ДВС на холостом ходу автомобиля (температура воздуха –40 ^{0}С.)

Таблица 2

Функциональная ДВС-классификация терморежимов

<table>
<tr><th>Код</th><th>Наименование</th><th>Примерный диапазон</th><th>Температур. шкала, ºС</th><th>Код</th><th>Наименование</th><th>Примерный диапазон</th></tr>
<tr><td colspan="3">Фаза нагрева (H-heating)</td><td></td><td colspan="3">Фаза остывания (C-cooling)</td></tr>
<tr><td rowspan="2">H6</td><td>Период перегрева</td><td rowspan="2">Более 115 ºС</td><td rowspan="2">120</td><td rowspan="2">C6</td><td>Период перегрева.</td><td rowspan="2">Более 115 ºС</td></tr>
<tr><td>Фаза нагрева</td><td>Фаза остывания</td></tr>
<tr><td>H5</td><td>Период рабочей температуры</td><td>80–115 ºС</td><td>115</td><td rowspan="4">C5</td><td rowspan="4">Период остывания рабочего диапазона</td><td rowspan="4">От 115 до 80 ºС</td></tr>
<tr><td rowspan="2">H5.3</td><td rowspan="2">Частичной нагрузки</td><td rowspan="2">95–115 ºС</td><td>110</td></tr>
<tr><td>95</td></tr>
<tr><td>H5.2</td><td>Полной нагрузки</td><td>85–95 ºС</td><td>85</td></tr>
<tr><td>H5.1</td><td>Экологический отрезок</td><td>80–85 ºС</td><td>80</td></tr>
<tr><td rowspan="4">H4</td><td rowspan="4">Период нерегулируемого прогрева</td><td rowspan="4">30–80 ºС</td><td>70</td><td rowspan="3">C4</td><td rowspan="3">Период индексного остывания ККА</td><td rowspan="3">От 80 до 50 ºС</td></tr>
<tr><td>60</td></tr>
<tr><td>50</td></tr>
<tr><td>40</td><td rowspan="2">C3</td><td rowspan="2">Период достартового остывания</td><td rowspan="2">От 50 до 30 ºС</td></tr>
<tr><td rowspan="2">H3</td><td rowspan="2">Период холостого хода</td><td rowspan="2">20–30ºС</td><td>30</td></tr>
<tr><td>20</td><td rowspan="2">C2</td><td rowspan="2">Период остывания до 0 ºС</td><td rowspan="2">От 30 до 0 ºС</td></tr>
<tr><td rowspan="4">H2</td><td rowspan="4">Период вынужденных высоких оборотов</td><td rowspan="4">–40… +20 ºС</td><td>10</td></tr>
<tr><td rowspan="2">0</td></tr>
<tr><td>–10</td><td rowspan="3">C1</td><td rowspan="3">Период низкотемпературного остывания</td><td rowspan="3">Менее 0 ºС</td></tr>
<tr><td>–20</td></tr>
<tr><td>H1</td><td>Период отсутствия оборотов</td><td>Менее 40 ºС</td><td>–40</td></tr>
</table>

Как видно из табл. 2, фаза остывания происходит достаточно быстро, что весьма негативно влияет на долговечность и работоспособность ДВС.

Линия парковки с теплоизоляционной капсулой

В целях приведения в соответствие фазы нагрева в экологический отрезок по Богданову, нами разработан проект линии-парковки автомобилей (рис. 4) с электроподогревом (рис. 5).

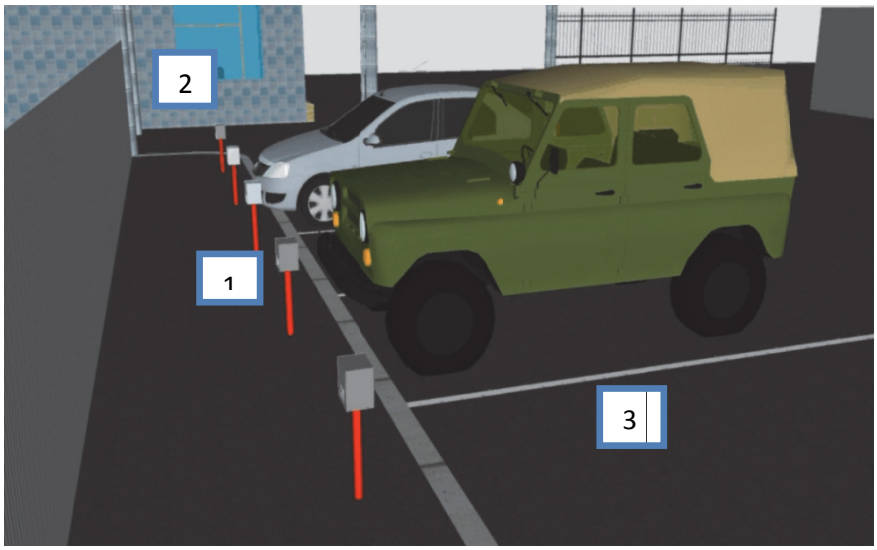


Рис. 4. Линия парковки автомобилей: *1* – линия подключения подогревателей; *2* – пункт автоматизированного управления; *3* – парковка-стоянка

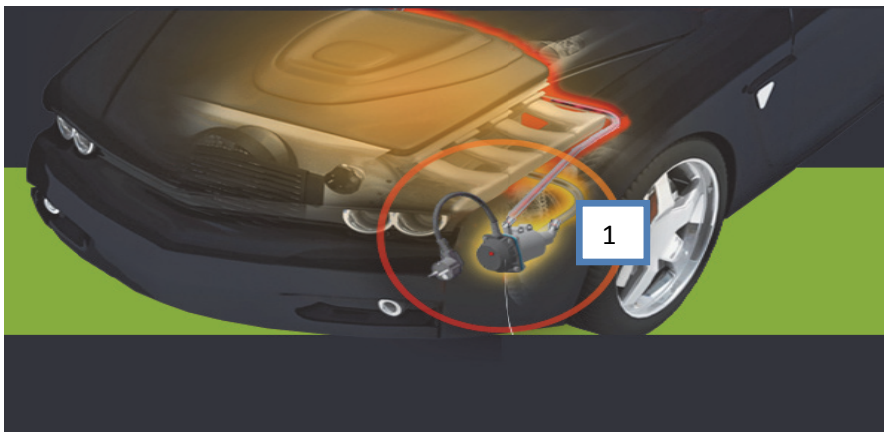


Рис. 5. Место установки устройства: 1 – электрический подогреватель

Для поддержания рабочей температуры моторного отсека автомобиля в системе охлаждения ДВС устанавливается электроподогреватель *1*, который имеет мощность 1,5 кВт (для легковых автомобилей). Установленный подогреватель поддерживает рабочую температуру (70– 80 °С) охлаждающей жидкости. Нижняя температура хранения и нахождения автомобиля на линии равна до –25 °С.

Дополнительно предлагается установить теплоизоляционную капсулу (рис. 6.), поддерживающую оптимальную температуру автомобиля в целом.

Следующим этапом исследований является разработка математической модели, характеризирующей процесс теплопотерь автомобиля при хранении на специализированной зимней стоянке.

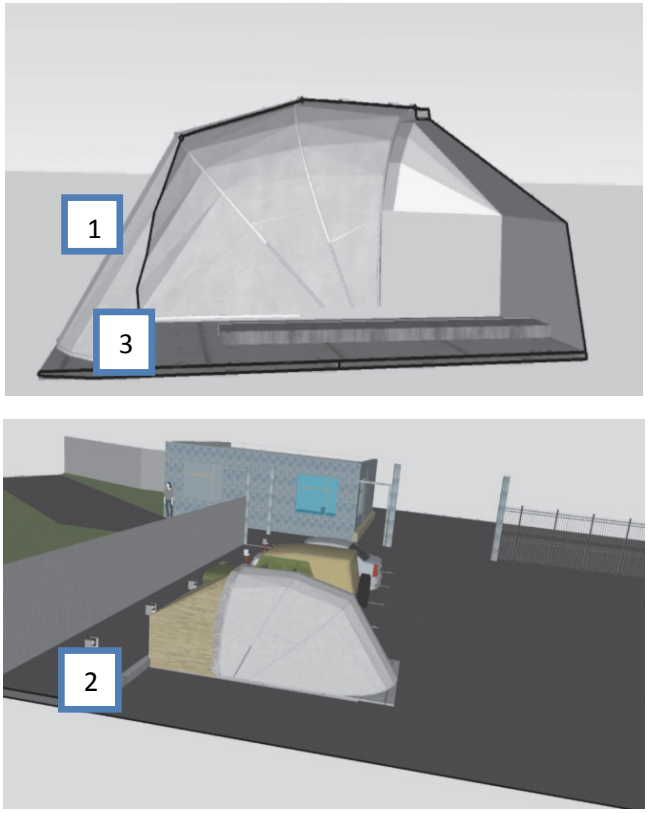


Рис. 6. Теплоизоляционная капсула: *1* – теплоизоляционая ткань; *2* – теплоизоляционный поддон; 3 – инфракрасная пленка

В результате планируется получить следующие данные:

- выявление закономерности режима полного (критического) остывания автомобиля, оснащенного электроподогревателем и теплоизоляционным утеплителем-тентом;
- определение уровня снижения вредных выбросов автотранспорта в окружающую среду при известных условиях эксплуатации;
- оценка экономического эффекта от эксплуатации автомобилей с использованием электроподогревателей и теплоизоляционных утеплителей тентов.

Список литературы

1. Среда обитания и здоровье человека на севере: эколого-медицинский аспект / Д.Д. Саввинов, П.Г. Петрова, Ф.А. Захарова [и др.]. Новосибирск, 2005.

2. Государственный доклад о состоянии и охране окружающей среды Республики Саха (Якутия); Правительство Респ. Саха (Якутия). Якутск, 2012.

3. Транспорт в Республике Саха (Якутия): статистический сборник. Якутск, 2014.

4. http://www.podogrev.com.

5. http://abvgd-auto.narod.ru

6. Друзьянова В.П., Анисимов Е.Е. Автотранспорт и окружающая среда // Наука и мир. 2013. № 2 (2). С.52–53.

7. Друзьянова В.П., Анисимов Е.Е. Некоторые пути улучшения экологичности при эксплуатации двигателей внутреннего сгорания в условиях низких температур // Техника и технологии: роль в развитии современного общества. Краснодар, 2013. С. 22–26.

8. Друзьянова В.П., Анисимов Е.Е., Альтернативный метод эксплуатации автомобилей в зимний период // Молодой ученый. 2013. № 4 (51).

УДК 656.132

Е.Ю. Ляхов, М.Р. Вудвуд

Бендерский политехнический филиал Приднестровского государственного университета им. Т.Г. Шевченко

Исследование марочной и возрастной структуры автобусного парка г. Рыбница и Рыбницкого района

Согласно [1], возрастная структура парка оказывает существенное влияние на показатели работы автотранспортного предприятия (АТП), на периодичность технического обслуживания, потребность в запасных частях, расход горюче-смазочных материалов

Как правило, АТП имеют значительное различие средних возрастов подвижного состава, что требует определять потребность в запасных частях и технических воздействиях отдельно по каждой возрастной группе [2].

Для своевременного и достоверного прогнозирования потребности в запасных частях и технических воздействиях следует знать характер зависимости их фактического расхода от возраста и пробега подвижного состава.

Исследование марочной и возрастной структуры автобусного транспорта г. Рыбница нами проводилось согласно данным МРЭО ГАИ г. Рыбница, Министерства регионального развития, транспорта и связи ПМР, отчетным данным автотранспортного предприятия.

На территории г. Рыбница и Рыбницкого района осуществляет деятельность по предоставлению услуг населению в перевозке пассажиров автобусами только одно предприятие – ОАО «Рыбницкая АК-2831».

На балансе предприятия состоит 136 единиц подвижного состава (табл. 1), осуществляющих пассажирские перевозки более чем по 20 маршрутам.

Анализ возрастной структуры парка ОАО «Рыбницкая АК-2831» выявил, что более 120 автобусов находятся в эксплуатации свыше 10 лет (табл. 2).

© Ляхов Е.Ю., Вудвуд М.Р., 2016

Таблица 1

Количественный состав автопарка АК-2831

№ п/п	Тип подвижного состава	Количество
1	Газель	47
2	Ивеко	3
3	Фольксваген	1
4	Мерседес	22
5	Сетра	8
6	ЛАЗ-699	11
7	ЛАЗ-695Н	7
8	ЛАЗ-42021	9
9	ЛиАЗ-5256	14
10	Икарус	3
11	ПАЗ-672	4
12	ПАЗ-3205	3
13	КАвЗ	4

Таблица 2

Анализ возрастной структуры парка ОАО «Рыбницкая АК-2831»

№ п/п	Наименование показателя	Число автомобилей, шт.
1	Автомобили, со сроком эксплуатации:	
	До 2 лет	–
2	Свыше 2 до 5 лет	–
3	Свыше 5 до 8 лет	15
4	Свыше 8 до 10 лет	–
5	Свыше 10 до 15 лет	12
6	Свыше 15 лет	109

Таблица 3

Средние простои автобусов

№ п/п	Марка автобуса	ТО-2 (дн./год)	Простой в ремонте (дн./год)	Количество
1	Газель	3	16	47
2	Ивеко	3	11	3
3	Фольксваген	3	13	1
4	Мерседес	3	12	22
5	Сетра	4	20	8
6	ЛАЗ-699	5	31	11
7	ЛАЗ-695Н	4	23	7
8	ЛАЗ-42021	4	26	9
9	ЛиАЗ-5256	4	28	14
10	Икарус	5	40	3
11	ПАЗ-672	5	36	4
12	ПАЗ-3205	5	35	3
13	КАвЗ	5	37	4

Используемые в пассажирских перевозках автобусы марок ЛАЗ, ЛиАЗ, Икарус, ПАЗ, КАВз выпуска с 1985 по 1995 г., а ГАЗель, Сетра, Мерседес, Ивеко, Фольксваген с 1995 по 2010 г. имеют разные пробеги с начала эксплуатации, так для марок Икарус, ПАЗ, КАвЗ от 200 000 до 500 000 км; ЛАЗ, ЛиАЗ, Сетра от 180 000 до 400 000 км; Газель, Мерседес, Ивеко, Фольксваген от 90 000 до 360 000 км.

Исследования показали наличие многочисленных линейных простоев, несущих экономические и социальные потери.

Согласно статистической отчетности автопредприятия, можно отметить причины простоев в связи с отсутствием шин запасных частей, нахождением автобусов в вынужденном ремонте по причине отказа транспортного средства. В основном простои вызваны вынужденным ремонтом.

Согласно плану проведения ТО-2 автомобилей, утвержденного предприятием, автобусы Ивеко, Фольксваген, Мерседес, Сетра должны проходить каждые 10 000 км, а ЛАЗ-699, Газель, ЛАЗ-695Н, ЛАЗ-42021, ЛиАЗ-5256, Икарус, ПАЗ-672, ПАЗ-3205, КАвЗ – каждые 15 000 км, на практике ТО-2 проводится реже, что приводит к увеличению отказов и увеличению вынужденных простоев в ремонте (табл. 3).

Выводы:

1. За периоды наблюдения структура автобусного парка ежегодно ухудшалась.

2. Количественный состав парка автобусов увеличивался при увеличении разномарочности.

3. Возраст подвижного состава парка увеличивается.

4. Возрастная структура парка оказывает влияние на все показатели работы парка и, в частности, инженерно-технической службы, которая должна анализировать возрастную структуру и формировать предложения по ее управлению.

5. Регулируя списание и пополнение парка, возможно получить желаемую возрастную структуру с нужными показателями эффективности.

6. Провозные способности парков в различные периоды существования различны. Поэтому для выполнения одинакового объема транспортной работы размер парка при старении должен увеличиваться.

7. Увеличение сроков службы автобусов до списания привело к ухудшению экономических показателей эффективности парка.

Список литературы

1. Техническая эксплуатация автомобилей / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов [и др.]. М., 2001.

2. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей. М., 1990.

УДК 69.002
Б.Г. Ким, Р. Насруллоева
Владимирский государственный университет

Формирование сети складов запасных элементов

Для современного состояния строительства характерна территориальная разобщенность сооружаемых объектов. Недостаточно развитая инфраструктура, вызывающая значительные транспортные издержки, существенное время ожидания доставки запасных частей с заводов-производителей, развитие технических центров и дилерских фирм, ставит вопрос о создании сети снабжения запасными частями – сети периферийных складов региона.

Рассмотрим функциональную иерархию запасных элементов в системе обслуживания механизмами и машинами строительных объектов. Здесь можно условно классифицировать запасные элементы на несколько групп:

1. Запасной технологический комплект машин и оборудования по производству, присущих рассматриваемой организации строительных работ.
2. Резервная строительная машина.
3. Резервный узел, комплектный агрегат.
4. Запасной блок.
5. Деталь, неразборное соединение.

Естественно, что резервный технологический комплект (если таковой будет иметься в наличии или может быть составлен из резервных машин) должен располагаться на центральной базе крупной или специализированной организации типа управления механизации либо в месте основного сосредоточения строительных объектов. В случае, если имеется объект, приоритет в строительстве которого значительно выше остальных, этот комплект может располагаться и на отдельном объекте, используясь как «горячий» резерв.

Примерно такую же политику следует проводить и в отношении крупных строительных машин, размещая резервные единицы на центральной базе подразделения или на крупном опорном пункте.

Более сложная задача состоит в формировании складов остродефицитных элементов, потребность в которых значительна. Здесь мы имеем два противоречивых условия:

а) склад резервных элементов должен быть максимально приближен к потребителю;

© Ким Б.Г., Насруллоева Р., 2016

б) увеличение количества складов снижает эффективность использования резерва.

Для строительства, особенно в условиях Сибири, Севера, характерна территориальная разобщенность строительных объектов, слабо развитая инфраструктура. В связи с этим задача складирования запасных частей приобретает значительную актуальность, поскольку при любом решении имеются определенные экономические потери.

В общем случае размер отдельного склада должен удовлетворять условию

$$P_{nej} \le P_{ye},$$

где P_{nej} – потери и затраты, связанные со складированием *e*-го элемента на *j*-м складе; P_{ye} – потери и затраты, связанные с доставкой *e*-го элемента из центрального склада.

Однако потери по всей совокупности складов будут отличаться от простой суммы потерь по каждому складу. Это связано с тем, что система складов обладает свойством эмержентности.

Задача комплектования складов резервного оборудования может быть сформулирована следующим образом: на парк машин известной номенклатуры и возрастной структуры дана в директивном порядке наработка по каждой машине. Известны закономерности выхода машины из строя и перехода элементов машины из исправных в неисправные. Дан набор складов с их организационно-экономическими характеристиками. Требуется определить потребное количество резервных элементов и их размещение в системе складов подразделений.

Решение задачи

Проводим классификацию резервных элементов по признаку их производственной потребности. Определим потребность *e*-го элемента на объекте, снабжаемого с *j*-го склада.

Если мы все множество складов *j* обозначим через *N*, то могут встретиться два варианта: *e*-й элемент запрошен на складе *j* и *e*-й элемент на складе *j* не запрошен. Таким образом, можно составить два множества элементов:

M^{*} – множество *e*-х элементов, запрашиваемых через все склады, M^{**} – множество элементов, запрашиваемых только через отдельные склады.

Здесь необходимо определить объемы резервных элементов на каждом складе. Их количество по отдельной номенклатуре на складе может колебаться в диапазоне $0 \le M_{\text{e}}^{**} \le M^{*}$

В целом *j*-й склад содержит *I* видов элементов

$$I^{n} = \sum_{e=1}^{I} M_{j}\,. \qquad (1)$$

Объем *j*-го склада определяется выражением

$$N_j = \sum_{r=1}^{R} \sum_{e=1}^{I} M_{ej}\,, \tag{2}$$

где r {0, 1, 2 ,..., R} – количество *e*-го элемента в складе.

Общий объем запасных частей в подрядной организации

$$N = \sum_{j=1}^{I} \sum_{r=1}^{R} \sum_{e=1}^{J},\ M_{ej} = \sum_{j=1}^{I} N_j\,. \tag{3}$$

Общая потребность в резервных элементах равняется:

$$\sum_{j=1}^{I} \sum_{r=1}^{R} \sum_{e=1}^{J},\ M_{ej} = \sum_{j=1}^{I} \sum_{r=1}^{R} \sum_{e=1}^{J} S_{ejr} + Q_{ej} \tag{4}$$

где S_{ejr} – потребность в *e*-м элементе, запрашиваемом по *j*-му складу; Q_{ej} – резерв *e*-го элемента в *j*-м складе на случай неритмичности снабжения и спроса данного элемента.

Таким образом, дробление количества складов одной стороны уменьшает время доставки резервного элемента к неисправной машине, с другой стороны, увеличивается количество страхового резерва, что приводит к замедлению оборота склада.

Вторым важным моментом в формировании объемов и номенклатуры складов является определение возможности замены конкретного элемента на объекте.

Действительно, потребность в том или ином резервном элементе (пусть самой простейшей детали) имеется на любом объекте, но вследствие трудностей ее замены в полевых условиях машину приходится отправлять в центральную ремонтную мастерскую. Поэтому формируем новое множество *M*, куда входят только те резервные элементы, которые по техническому принципу могут быть запрошены только из нескольких или одного склада.

Итак, в сети складов должна быть проведена классификация их значимости и размерности. В первую группу складов включаются склады с полным или максимальным для крупной строительной организации набором резервных элементов.

Это может быть центральный склад, склад специализированного ремонтного подразделения или склады баз организаций механизации, склад дилерской фирмы типа «Строймашсервис».

Во вторую группу входят склады баз подразделений механизации (при централизации ремонтной службы), склады приоритетных объектов при обслуживании значительного количества техники на небольшом уда-

лении друг от друга и при условии хорошей транспортной связи между объектами.

В третью группу входят склады опорных пунктов, приобъектные склады крупных объектов. И, наконец, в четвертую группу входят небольшие склады, инструментально-раздаточные кладовые, имеющие минимальное количество и узкую номенклатуру резервных элементов (метизные изделия, фильтры и т.п.).

Данная градация позволяет систематизировать распределение запасных частей и определить их рациональный объем. Эта методика может быть использована и заводами изготовителями строительной техники для снабжения своих технических центров.

УДК 621.923.5
А.И. Нефедкин, И.В. Одинокова
Московский автомобильно-дорожный государственный
технический университет

Исследование закономерностей повышения давления шлама и СОЖ в подбрусковом пространстве на процесс хонингования

На закономерности хонингования оказывает влияние процесс движения шлама и СОЖ в зоне резания, а также воздействие обратных связей на усилие прижима брусков к детали.

Прямое измерение величины давления шлама и СОЖ в микрообъемах зоны резания представляет большие технические трудности, поэтому мы поставили задачу теоретически рассмотреть механизмы возникновения этого давления и дать оценку его влияния на закономерности хонингования, а также сравнить полученные выводы с экспериментальными данными.

Ввиду большой сложности и взаимовлияния процессов движения шлама и СОЖ затруднительно дать их полное математическое описание. Однако для установления закономерностей влияния повышенного давления в подбрусковом пространстве на технологические показатели хонингования можно произвести теоретическую оценку отдельных сторон данного явления.

Движение шлама

Образующийся при резании шлам не может свободно удаляться из зоны резания, так как неровности связки брусков и выступающий из нее абразивные зерна задерживают твердые частицы. Скапливающиеся под бруском частицы шлама давят друг на друга и на поверхности бруска и де-

© Нефедкин А.И., Одинокова И.В., 2016

тали, что создает повышенное давление шлама в подбрусковом пространстве. Под действием этого давления, а также сил трения о движущуюся относительно инструмента поверхность детали шлам вытесняется из-под бруска, и таким образом устанавливается динамическое равновесие между поступлением и удалением шлама в зоне резания.

При хонинговании хрупких и малопластичных материалов стружка имеет вид мелких чешуек, которые могут передвигаться в подбрусковом пространстве.

В нормальных условиях зона резания и находящиеся в ней частицы смочены СОЖ, поэтому трение в шламе носит жидкостный характер, а его движение подобно течению вязкой жидкости. Аналогия с вязкой жидкостью приближенно отражает важные стороны процесса и дает возможность проанализировать закономерности движения шлама с помощью известных методов гидродинамики.

Связь шлама с поверхностью бруска, имеющей значительную глубину неровностей, гораздо больше, чем со сравнительно гладкой поверхностью. Поэтому в первом приближении связь шлама с деталью можно не учитывать.

Так как высота зазора δ_0 между связкой брусков и деталью во много раз меньше ширины B брусков ($\delta_0 << B$), а длина L брусков велика ($L >> B$), то течение шлама считаема одновременным и симметричным относительно сечения 0-0.

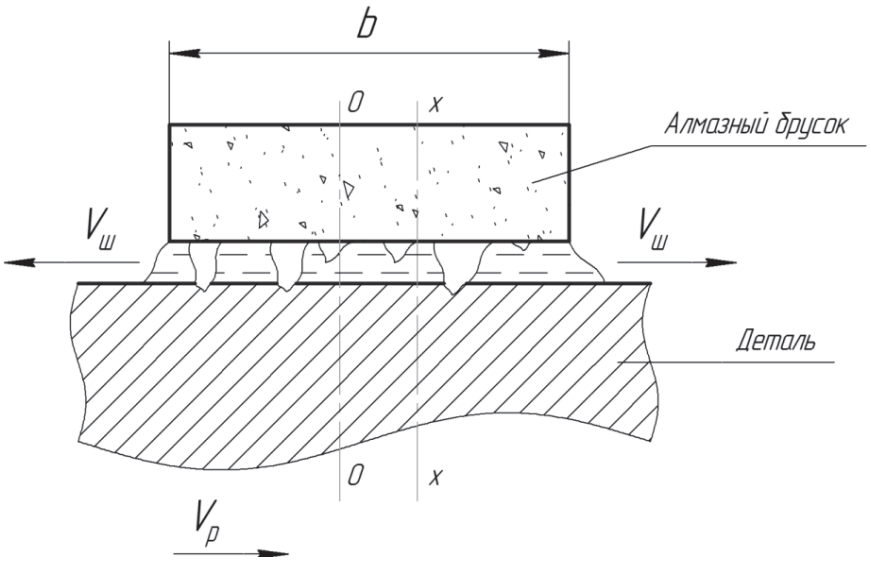


Рис. 1. Схема движения шлама

При этих условиях давление шлама в зазоре описывается уравнением

$$\frac{dQ_{ш}}{dX} = -R \cdot \eta_{ш} \cdot \left[V_{ш}(x)\right]^{\alpha_1}, \qquad (1)$$

где R – коэффициент гидравлического сопротивления движению шлама в подбрусковом пространстве; α_1 – показатель степени; $\eta_ш$ – вязкость шлама; $Q_ш$ – среднее давление шлама; $V_ш(x)$ – скорость шлама в сечении *X-X*.

Количество шлама, проходящее через некоторое сечение *X-X*, равно объему металла, снятому соответствующей поверхностью бруска, поэтому

$$V_ш(x) = \frac{k_п \cdot V_р \cdot b \cdot x}{\delta_0}, \quad (2)$$

где $k_п$ – отношение плотности металла к плотности шлама; x – количество шлама; $V_р$ – скорость резания; b – интенсивность съема.

Решая уравнение (1), находим давление в сечении *X-X*, а затем среднее давление шлама на брусок

$$Q_ш = C_ш \left(V_р \cdot b\right)^{\alpha_1} \cdot b^{\alpha_1+1}, \quad (3)$$

где для удобства записи обозначено

$$C_ш = \frac{R \cdot \eta_ш}{\alpha_1 + 2} \cdot \left(\frac{k_п}{\delta_0}\right)^{\alpha_1} \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^{\alpha_1+1}, \quad (4)$$

Выражения (3), (4) показывают, что давление шлама увеличивается с ростом скорости резания, интенсивности съема, вязкости шлама, зависящей от вязкости СОЖ, и ширины брусков. Увеличение зазора между связкой **и поверхностью** детали уменьшает давление шлама.

Список литературы

1. Нефедкин А.И., Одинокова И.В. Технологии алмазного хонингования, применяемые в ремонтном производстве транспортных машин и транспортно-технологических комплексов // Строительные и дорожные машины. 2014. № 11. С. 36–40.

2. Нефедкин А.И., Дубинин А.А., Кружалин Д.Ю. Экспериментальное исследование процесса хонингования чугунных гильз сплошными брусками // Инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов МИКМУС-2014. М., 2015. С. 159–163.

3. Нефедкин А.И., Птицын Д.А., Одинокова И.В. Метод изготовления алмазного инструмента с повышенной режущей способностью // Детали машин и теория механизмов. Уфа, 2015. С. 37–43.

4. Нефедкин А.И., Одинокова И.В. Влияние прочности алмазных зерен на удельный расход материала и скорость съема металла // Строительные и дорожные машины. 2015. № 8. С. 38–39.

5. Нефедкин А.И., Одинокова И.В., Асриян С.А. Экспериментальное исследование уменьшения погрешностей формы при алмазном хонинговании // Строительные и дорожные машины. 2015. № 12. С. 37–39.

УДК 625.076
Б.Г. Ким, Р. Насруллоева
Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых

К вопросу о методике выбора критерия оптимизации потребного количества элементов резерва парков машин

Рационализация использования парка машин возможна только в условиях повышения надежности машин, сокращения времени простоя в ремонтно-профилактических работах. Одним из факторов достижения нового повышенного уровня готовности техники является наличие в достаточном количестве элементов резерва парков машин. Под элементами резерва здесь понимаются запасные части, ремонтные материалы, резервные машины и агрегаты.

В настоящее время сложность задачи обострилась новыми моментами: резким сокращением парков машин, ростом доли небольших объектов и стремлением к сокращению времени их строительства. Эти факторы существенно подняли цену простоя единичной машины, поскольку выход из строя одной машины ведет к останову или резкому снижению производительности всего технологического комплекта машин на объекте. С другой стороны, при большом количестве разномарочной техники резко увеличились склады запасных частей, увеличилась стоимость временно омертвленного капитала. Это, в свою очередь, также ведет к удорожанию стоимости выполняемых работ. Наличие остродефицитных деталей еще в более значительной степени усложняет эту задачу. Сложность решения задачи о резерве запасных частей усугубляется тем, что часть запасных частей пригодна для нескольких видов машин, а другая часть – только для одной марки машин. При этом номенклатура парка значительна, количество однотипных машин в каждой группе варьируется в широких пределах.

Рассмотрим функциональную иерархию запасных элементов в системе обслуживания механизмами и машинами строительных объектов. Здесь можно условно классифицировать запасные элементы на несколько групп:

1. Запасной технологический комплект машин и оборудования по производству, присущих рассматриваемой организации строительных работ.
2. Резервная строительная машина.
3. Резервный узел, комплектный агрегат.
4. Запасной блок.
5. Деталь, неразборное соединение.

Естественно, что резервный технологический комплект (если таковой будет иметься в наличии или может быть составлен из резервных машин) должен располагаться на центральной базе крупной или специализированной организации типа управления механизации либо в месте основ-

© Ким Б.Г., Насруллоева Р., 2016

ного сосредоточения строительных объектов. В случае, если имеется объект, приоритет в строительстве которого значительно выше остальных, этот комплект может располагаться и на отдельном объекте, используясь как «горячий» резерв.

Примерно такую же политику следует проводить и в отношении крупных строительных машин, размещая резервные единицы на центральной базе подразделения или на крупном опорном пункте.

Решение задачи резервирования элементов парка должно учитывать организационные формы эксплуатации и ремонта машин.

Наиболее эффективной организационной формой эксплуатации машин является сосредоточение техники в специализированных организациях типа управлений и трестов механизации. Однако в настоящее время эта форма эксплуатации машин постепенно вытесняется другими.

Вместе с тем появилось большое количество мелких фирм, занимающихся обеспечением запчастями определенных групп техники или каких-либо элементов машин (например, гидропривода). Развивается и сеть дилерских фирм, в том числе сеть технических пунктов заводов-изготовителей строительной техники. Так, например, во Владимире имелись технические центры Ковровского, Саранского, Бородянского, Тверского экскаваторных заводов и т. д. Через эти пункты возможно снабжение запасными частями организаций всего региона.

Наиболее экономически эффективной схемой организации ремонтно-профилактических работ остается следующая: проведение капитальных ремонтов машин на специализированных предприятиях; выполнение в условиях мастерских управлений механизации текущего ремонта машин и капитального ремонта отдельных узлов; замена неисправных узлов и проведение регулировочных, смазочно-заправочных и проверочных работ на объекте. Таким образом, в управлениях механизации должен быть налажен и внедрен агрегатно-узловой ремонт с соответствующим складом запасных частей и узлов, ожидающих ремонта и находящихся в резерве. Ремонтные работы и замены элементов могут быть проведены также дилерами или специалистами технических центров заводов-изготовителей конкретных машин. В момент отказа аналогичного элемента на эксплуатируемой машине резервный позволяет резко сократить простой машины в ремонтных работах. Отказавший элемент ремонтируется и уходит на резерв. То есть каждый восстанавливаемый элемент неоднократно проходит цикл «работа – ожидание ремонта – ремонт – резерв – работа», по невосстанавливаемым элементам цикл однофазовый: «работа – отказ – замена». Общая схема резервирования представлена на рис. 1. Резервный элемент должен обслуживать не одну конкретную машину, а группу неоднотипных машин с учетом их комплектования по технологическому принципу. На рис. 2. представлены схемы движения элементов в процессе восстановления техники.

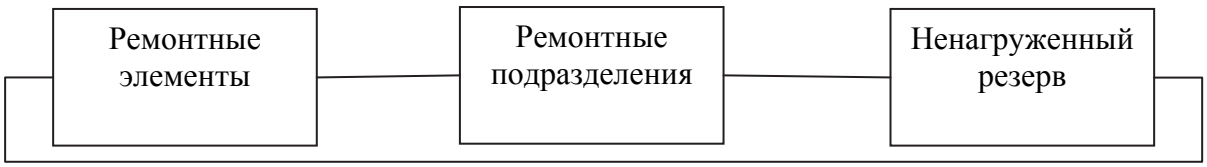
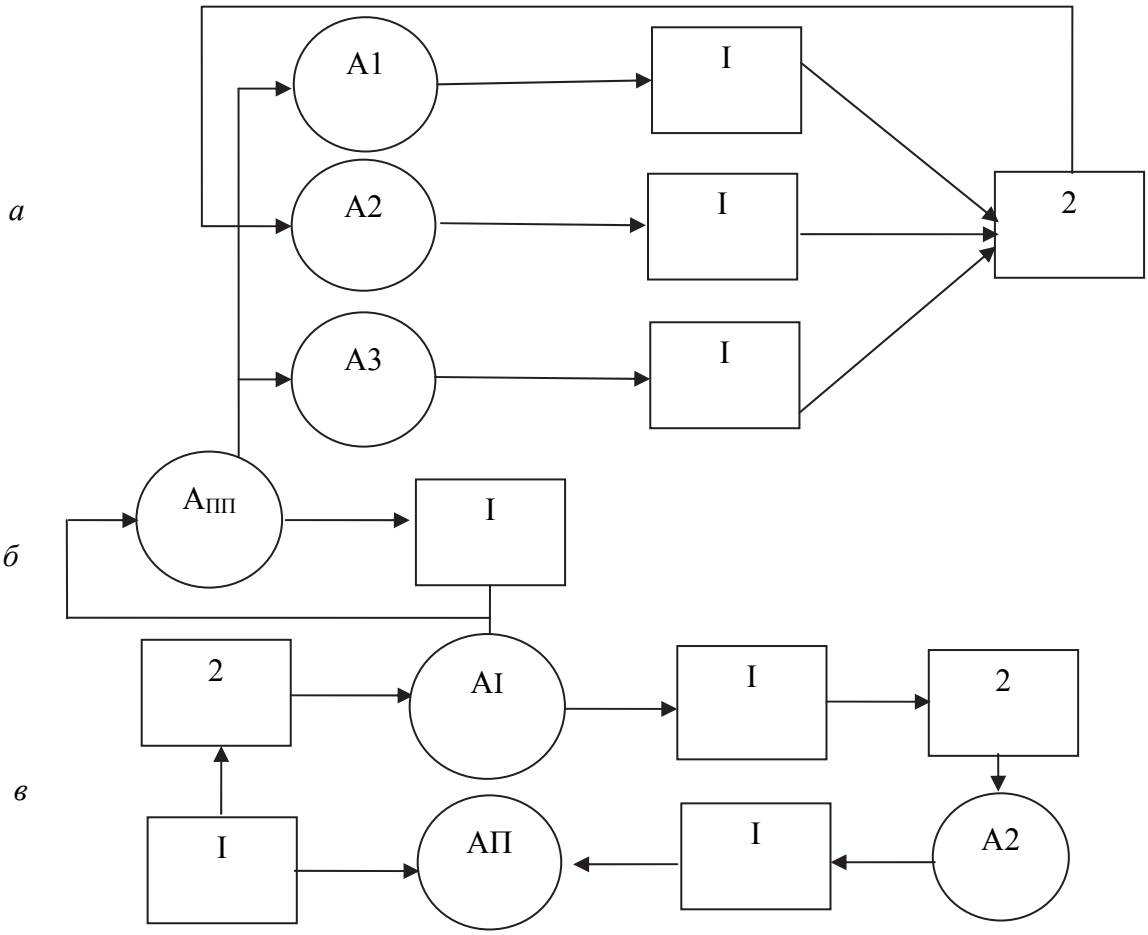


Рис. 1. Общая схема резервирования



А1, А2 ... АП – машины; 1 – восстановление элементов; 2 – резерв (склад)

Рис. 2. Схемы движения элементов в процессе восстановления техники

Исходя из того, что размер и номенклатуру резерва должны определять какие-то конкретные показатели эксплуатации машин, необходимо выбрать критерий оптимальности величины резерва.

В качестве критерия оптимизации могут быть использованы ряд технико-экономических показателей. К ним относятся:

- величина простоя машин в ожидании запасных частей (дни);
- годовая стоимость простоя машин из-за отсутствия резервных элементов (руб.);
- совокупные затраты и потери из-за организации склада резерва и в ожидании поступления резервных элементов;
- удельные приведенные затраты резервирования.

Стоимость простоя машин из-за отсутствия резервных элементов не может быть использована в качестве критерия для организации строймеханизации, поскольку здесь не учтены потери от наличия излишних запасных элементов на складах.

Совокупные затраты не отражают количественного состава парка машин, его качественной структуры.

Более точно отражают эффективность использования резерва удельные приведенные затраты. Однако, взятые безотносительно от конструктивных особенностей машин, условий их эксплуатации, они не могут в достаточной мере точно отразить потребность в запасных элементах и эффективность их использования. Есть два пути улучшения этого показателя как критерия оптимальности системы.

Во-первых, можно определять удельные приведенные затраты по группам машин одинаковой конструктивной сложности (например, бульдозеры ДЗ.8., ДЗ.53). Это позволяет успешно использовать в качестве критерия приведенные затраты, но для парка с разномарочной структурой машин проблема выбора критерия данным образом не решается.

Во-вторых, машины можно разбить на составные элементы и группировать их по конструктивному сходству (например, двигатели одной модели могут быть на машинах самого различного назначения, то же самое можно сказать и по устройствам гидропривода).

Таким образом, удельные приведенные затраты соотносятся к техническому ресурсу не всей машины, а составных элементов.

Этот подход позволяет выявить потребность парка машин в запасных элементах по всей номенклатуре деталей. Вместе с тем сложность задачи не позволяет получения решения другими способами, кроме современных экономико-математических методов с использованием прикладных машинных программ быстродействующей счетно-решающей техники.

УДК 629.331

Ил.В. Денисов, А.А. Смирнов
Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых

Исследование надежности трансмиссии автомобиля Lada Kalina

Трансмиссия автотранспортного средства (АТС) обеспечивает передачу крутящего момента от двигателя к ведущим колесам, изменяя его величину и направление.

© Денисов Ил.В., Смирнов А.А., 2016

Отказы элементов трансмиссии в процессе эксплуатации транспортной машины могут сопровождаться не только повышенным уровнем шума и подтеканием эксплуатационных жидкостей, но и нарушением подвижности механизмов, что особенно опасно при движении автомобиля, поскольку возникает блокирование колес. В связи с этим необходимо уделять особое внимание техническому состоянию узлов трансмиссии, лимитирующих ее надежность, при прохождении АТС каждого планового технического обслуживания.

Полученная обслуживающей организацией первичная информация, переданная заводу-производителю АТС, а также предприятиям, выпускающим узлы трансмиссии, позволит выявить причины отказов, а проведенные научные исследования – разработать корректирующие действия, направленные на повышение эксплуатационной надежности «проблемных» агрегатов.

Рассматривая исследования эксплуатационной надежности трансмиссии автотранспортной техники, выполненные отечественными учеными, необходимо выделить труды М.Г. Корчажкина, А.Д. Кустикова, С.Г. Маркова, С.С. Соловьева, проанализировавших надежность автоматических трансмиссий легковых АТС и городских автобусов; В.В. Ляндебурского, А.И. Тарасова, М.В. Нефедова, В.Н. Боровкова, изучивших неисправности коробок передач автомобилей «КамАЗ»; А.А. Макушина, Ш.С. Хуснетдинова, проанализировавших основные дефекты деталей и узлов сцепления АТС «КамАЗ»; Д.И. Голуб, А.А. Порохня, исследовавших влияние условий движения АТС на надежность агрегатов трансмиссии.

При этом необходимо выделить работу [2], выполненную А.В. Заятровым под руководством В.Н. Козловского, в которой рассматриваются аспекты эксплуатационной надежности автомобилей производства ОАО «АвтоВАЗ» и отмечается, что количество отказов системы трансмиссии изменяется в диапазоне от 104 до 178 на каждую тысячу АТС.

Исследования эксплуатационной надежности автомобилей Lada Kalina в гарантийный период эксплуатации [1], проведенные авторами настоящей статьи во Владимирской области в период с 01.11.2011 по 30.04.2013, показали, что неисправности коробки передач (КП) и ее механизма управления (МУ), а также приводов ведущих колес (ПВК) носят массовый характер.

На рис. 1 показана диаграмма распределения дефектов по системам АТС, из которой видно, что отказы агрегатов трансмиссии имеют долю 15,4 % и занимают второе место в общем количестве неисправностей.

В табл. 1 представлены массовые дефекты трансмиссии автомобиля Lada Kalina.

Около трети всех неисправностей связано с потерей герметичности КП. На втором месте по числу отказов стоит датчик скорости, который не

преобразует частоту вращения выходного вала КП в полезный сигнал или он имеет некорректную форму. Обращает на себя внимание ведомый диск сцепления, износ фрикционных накладок которого наблюдается у автомобилей, имеющих наработку около 15 тыс. км.

Рис. 1. Распределение дефектов по системам автомобиля Lada Kalina

Высокий уровень шума, наблюдаемый при включении 2, 3 и 5 передач, обусловлен увеличенными зазорами в зубчатых парах. Посторонние шумы, обнаруженные в других режимах работы КП, вызваны нарушением размерных цепей приводных валов и зазорами в подшипниках.

Недостаточная информативность механизма управления КП, связанная с дефектами шарнира привода переключения передач и выжимного подшипника сцепления, способствуют его разрушению ввиду повышенных нагрузок, прилагаемых водителем к рычагу управления агрегатом трансмиссии при выборе передачи.

Приводные валы ведущих колес имеют дефекты шарниров равных угловых скоростей (ШРУС). При движении АТС в повороте возникают шумы, которые вызваны люфтами. Следует отметить, что с появлением автомобилей Lada Kalina Cross число гарантийных замен приводных валов ведущих колес увеличилось. Это связано с тяжелыми условиями работы ШРУСов, которые передают крутящий момент при критических углах между валами.

Среди дефектов, отнесенных в группу «Прочие», можно выделить следующие: разрыв чехлов шарнира привода и рычага переключения передач, коробление ведомого диска сцепления и нарушение его подвижно-

сти на шлицах, нарушение работоспособности гильзы управления блокировки заднего хода и обрыв ее цепи, изломы наконечника троса привода сцепления и вилки, обрыв троса привода сцепления и тугое включение рычага КП.

Таблица 1

Массовые дефекты трансмиссии автомобиля Lada Kalina

№ п/п	Наименование дефекта	Количество	$\overline{X}$, тыс. км	υ	σ
1	Дефект датчика скорости	164	18,8	0,62	11,7
2	Течь масла через сальник механизма выбора передач	155	25,6	0,42	10,7
3	Износ фрикционной накладки ведомого диска	116	14,8	0,79	11,6
4	Течь в сальник первичного вала КПП	88	17,2	0,70	11,9
5	Занижен ход нажимного диска	50	16,1	0,68	11,0
6	Течь через сальник левой полуоси	39	19,2	0,54	10,4
7	Течь через сальник правой полуоси	33	21,1	0,49	10,4
8	Шум на 5 передаче	30	13,9	0,68	9,4
9	Шум выжимного подшипника	28	18,4	0,58	10,7
10	Шум на 3 передаче	25	20,8	0,69	14,3
11	Шум/стук левого привода передних колес	22	21,5	0,50	10,7
12	Шум подшипника первичного вала КПП	12	18,2	0,75	13,6
13	Шум/стук правого привода передних колес	12	19,4	0,64	12,3
14	Разрушение рычага выбора передач	11	9,3	1,47	13,6
15	Шум на 2 передаче	6	22,6	0,62	14,1
16	Дефект шарнира привода переключения передач	5	21,4	0,40	8,7
17	Прочие дефекты	31	–	–	–

Полученные результаты исследований эксплуатационной надежности агрегатов трансмиссии автомобиля Lada Kalina позволяют сделать вывод о существующих проблемах в конструкции КП и ее механизма управления, а также приводных валов.

Для снижения уровня акустического шума при движении АТС, вызванного люфтами в зубчатых зацеплениях и подшипниковых узлах КП, необходимо ужесточить требования к допускам размеров деталей и контролю параметров размерных цепей при ее сборке.

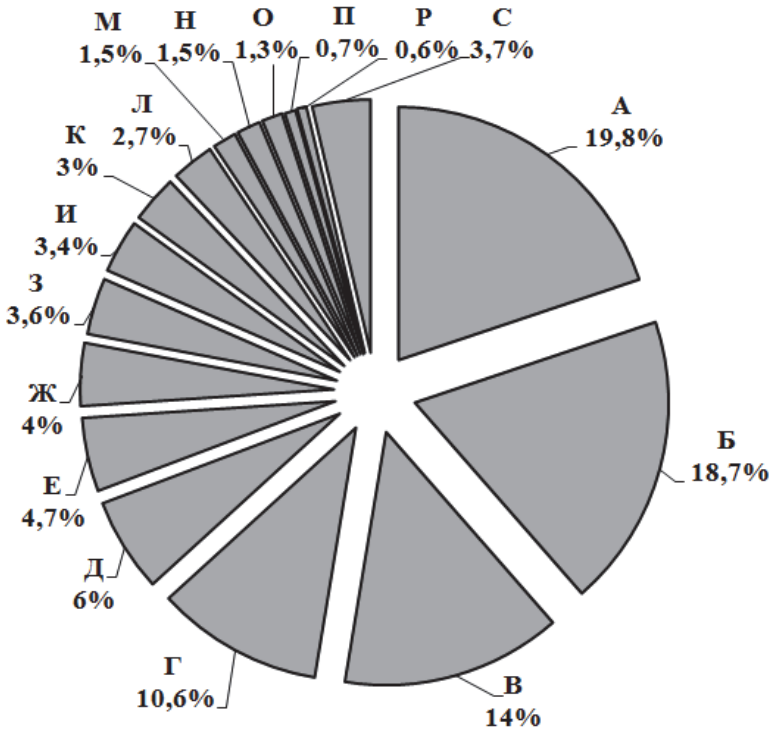


Рис. 2. Дефекты трансмиссии автомобиля Lada Kalina: А – дефект датчика скорости; Б – течь масла через сальник механизма выбора передач; В – течь масла через сальник механизма выбора передач; Г – течь в сальник первичного вала КПП; Д – занижен ход нажимного диска; Е – течь через сальник левой полуоси; Ж – течь через сальник правой полуоси; З – шум на 5 передаче; И – шум выжимного подшипника; К – шум на 3 передаче; Л – шум/стук левого привода передних колес; М – шум подшипника первичного вала КПП; Н – шум/стук правого привода передних колес; О – разрушение рычага выбора передач; П – шум на 2 передаче; Р – дефект шарнира привода переключения передач; С – прочие дефекты

Несмотря на изменение конструкции механизма управления, в том числе внедрения тросового привода, проблема нечеткого включения передач осталась актуальной и обусловлена в последнем случае отсутствием должного качества регулировочных работ.

На рис. 2 представлено процентное соотношение дефектов трансмиссии автомобиля Lada Kalina.

Заводу-изготовителю необходимо обратить внимание на указанные дефекты и разработать план мероприятий по их устранению. Предприятиям автомобильного сервиса необходимо использовать данную информацию при выполнении планового технического обслуживания.

Список литературы

1. Денисов Ил.В., Смирнов А.А. Надежность автомобилей в гарантийный период их эксплуатации // Автомобильная промышленность, 2015. № 11. С. 1–4.

2. Заятров А.В. Комплексная оценка качества и надежности электрооборудования легкового автомобиля: автореф. дисс. … канд. техн. наук. Самара, 2013.

УДК 631.173.4
С.П. Озорнин, И.Е. Бердников, Д.В. Дубовский
Забайкальский государственный университет

Совершенствование методики оценки изменений технического состояния автотранспортных средств и определения основных показателей их надежности

Повышение конкурентоспособности технического сервиса автотранспортных средств (АТС) неразрывно связано с необходимостью широкого внедрения ресурсосберегающих технологий. Одним из основных направлений решения этой задачи на современном этапе развития автомобильного транспорта является учет технической готовности при планировании этапов и объемов технического обслуживания. Повышение технической готовности и эффективности использования АТС является важной и актуальной задачей.

При организации технического сервиса АТС необходимо учитывать постоянно изменяющиеся нагрузки при изменениях в широких пределах климатических и дорожных условий их эксплуатации. Внедрение дорогостоящих средств периодической диагностики основных узлов и агрегатов в условиях ограниченных ресурсов технического сервиса грузовых АТС является нецелесообразным.

В случае невозможности внедрения методов контроля основных технико-эксплуатационных характеристик и сложности реализации непосредственной диагностики целесообразно использование методов опосредованного контроля технической готовности АТС. Существенным противоречием при этом является то, что результаты исследований остаточного ресурса АТС, их агрегатов и систем обычно указывают на явное и значительное несовпадение с их техническим состоянием [3–6]. Изменение условий эксплуатации АТС оказывает влияние, прежде всего, на статистику выполнения их неплановых ремонтов. Практика технической эксплуатации АТС и результаты ранее выполненных научных исследований показывают существенные колебания значений основных технико-эксплуатационных характеристик транспортных средств и соответствующие колебания количества и объемов неплановых их ремонтов.

© Озорнин С.П., Бердников И.Е., Дубовский Д.В., 2016

Весьма актуальным является совершенствование методов мониторинга условий эксплуатации АТС и разработка методов учета их изменения при планировании этапов технического обслуживания. Однако непрерывный контроль условий эксплуатации АТС и соблюдения основных правил эксплуатации невероятно сложен.

В существующей системе технического обслуживания АТС, в том числе и при техническом сервисе, учитывается действие постоянных или почти неизменных факторов условий эксплуатации. Это является одним из основных недостатков системы.

При разработке методов мониторинга условий эксплуатации АТС и методов учета их изменения при планировании технического обслуживания необходимо учитывать, что скорость движения АТС, уровень нагрузочного воздействия в различных дорожных условиях (влияние состояния дорожного покрытия, по которому движется АТС) постоянно изменяются. Причем они могут существенно изменяться как во времени, так и для различных подвижных единиц одного парка АТС. Наиболее эффективной альтернативой внедрения дорогостоящих средств периодической диагностики АТС является контроль значений факторов эксплуатации и контроль их влияния на изменение технической готовности АТС средствами информационно-диагностического мониторинга [3–7].

Все вышеперечисленное актуализирует необходимость решения научно-прикладной проблемы повышения технической готовности и эффективности использования АТС путем внедрения мероприятий, основанных на совершенствовании методов информационно-диагностического мониторинга условий эксплуатации и изменения значений технико-эксплуатационных характеристик АТС.

Один из вариантов методики оценки изменений технического состояния автотранспортных средств и определения основных показателей их надежности изложен в патенте RU 2129711 C1 [1].

В указанной методике изменение технического состояния АТС и показателей их надежности, происходящее на стадии эксплуатации в различных дорожных и природно-климатических условиях, предложено оценивать по четырем *категориям условий эксплуатации (КУЭ).*

Существующая проблема оценки изменений показателей надежности АТС в зависимости от *КУЭ* с достаточной полнотой разрешается путем сравнения в виде разностей или отношений нормативных значений с фактически реализованными и приведенными к *I категории условий эксплуатации (I КУЭ)* АТС. Однако это становится возможным только при непрерывном отслеживании (мониторинге) процессов эксплуатации. Получаемые при этом значения коэффициента суммарного сопротивления движению и *накопленной величины уровня нагрузочного воздействия* сравниваются с соответствующими значениями для *I КУЭ*. Это обеспечивает

возможность оценки изменений технического состояния АТС и им в противовес поставить соответствующие компенсирующие воздействия технического сервиса, что является более эффективным по сравнению с известной корректировкой режимов ТО и ремонта посредством ряда коэффициентов, оцениваемых субъективно.

Данные исходные положения усовершенствованной методики позволяют получить следующие преимущества:

- появляется возможность оценить количественно показатели надежности АТС и их агрегатов на стадии эксплуатации в единицах и условиях, задаваемых нормативами (ресурс, остаточный ресурс, наработка до отказа и периодичность ТО (в км пробега), приведенных к *I КУЭ*, а также дать количественную оценку свойства сохраняемости АТС (в годах));
- появляется возможность количественной оценки *КУЭ*;
- достигаются показатели безотказности и долговечности АТС и их агрегатов на заданном уровне за счет точного приведения постоянно изменяющихся реальных условий эксплуатации и условий использования АТС к *I КУЭ*;
- появляется возможность научного обоснования организации и планирования выполнения транспортных задач и задач технической эксплуатации АТС с учетом требований по величине остаточного ресурса;
- выполняется оценка степени изменения технического состояния АТС и их агрегатов не по величине выполненного пробега, а по накопленной величине уровня нагрузочного воздействия, которая зависит от жесткости условий эксплуатации;
- при статистических сценках средней величины пробега до отказа и распределении пробега по *КУЭ* формируются с высокой степенью надежности исходные данные для проектирования новых АТС, предназначенных для соответствующих условий эксплуатации;
- обеспечивается достаточная простота представления дорожных и природно-климатических условий с помощью реализованных эксплуатационных свойств самого АТС (без использования специальных для этих целей подвижных лабораторий);
- обеспечивается материализация способа в бортовых компьютерах с использованием электронных средств информационно-диагностического мониторинга;
- обеспечивается более точное представление коэффициентов корректировки периодичности ТО и трудозатрат на устранение отказов АТС;
- обеспечивается представление показателей безотказности АТС средним значением с интервальной оценкой через среднеквадратическое отклонение наработки до отказа и критерий Стьюдента.

Базовая методика, изложенная в патенте RU 2129711 C1 [1], предполагает определение числовых значений показателей надежности: по долго-

вечности – остаточного ресурса АТС ΔD и его агрегатов ΔA, остаточного ресурса на конец планируемых условий эксплуатации ΔП и остаточной наработки до отказа ΔО; по ремонтопригодности – коэффициентов корректировки периодичности ТО $K_{S_{\text{ТО}}}$ и трудозатрат на устранение отказа $A_{\text{тр}}$; по сохраняемости – коэффициента снижения сохраняемости АТС Z.

В усовершенствованной методике предложено определять эти же числовые значения показателей надежности АТС, однако существенным ее отличием от базовой методики, представленной в патенте [1], является то, что перед началом моделирования процессов эксплуатации АТС и расчета изменяющихся показателей надежности формируется первичный блок исходных данных, включающий в себя: характеристику вида выполняемых работ, величину выполненного пробега или реализованной наработки, величины среднего расхода топлива и средней скорости движения АТС на маршрутах.

На первом этапе моделирования определяются значения индекса жесткости условий эксплуатации АТС по формуле (1) [2, 3]:

$$J_i^{\text{техн}} = \sum_{k=1}^{K} \sum_{t=1}^{T} J_{kt}^{\text{техн}} \cdot w_k / K \cdot T \,, \tag{1}$$

где $i = 1, 2, \ldots, I$ – количество рассматриваемых территориальных единиц, в которых предполагается использование АТС; $k = 1, 2, \ldots, K$ – количество рассматриваемых ситуаций эксплуатации АТС; $t = 1, 2, \ldots, T$ – временные интервалы, рассматриваемые при проведении анализа блока исходных данных (месяцы); $J_{kt}^{\text{техн}}$ – индекс технической сложности транспортной работы в k-й ситуации и во временном интервале t; w_k – коэффициент, учитывающий значимость каждой из рассматриваемых ситуаций эксплуатации АТС.

На следующем этапе вычисляется значение коэффициента суммарного сопротивления движению АТС $\Psi_{\Sigma j}$ по выражению:

$$\psi_{\Sigma j} = k \frac{\overline{Q}_j}{\overline{V}_j} = \frac{\psi_A \cdot V_Q \cdot \overline{Q}_j}{Q_{\text{кр}} \cdot \overline{V}_j}, \tag{2}$$

где $\overline{Q_j}$ – средний расход топлива двигателем АТС; $\overline{V_j}$ – средняя скорость движения АТС; k – характерный для каждого АТС коэффициент пропорциональности, определяемый через контрольный расход топлива $Q_{\text{кр}}$, скорость V_Q при контрольном расходе топлива и коэффициент сопротивления движению по дороге с ровным твердым покрытием Ψ_A, равный 0,025 для колесных и 0,04 для гусеничных машин, т. е. $k = \dfrac{\psi_A \cdot V_Q}{Q_{\text{кр}}}$.

Для каждого вида транспортной работы определяется накопленная величина уровня нагрузочного воздействия на АТС W_j с учетом индекса жесткости условий эксплуатации АТС по выражению:

$$W_j = \frac{\psi_{\sum j} \cdot S_j}{J_i^{\text{техн}}}, \tag{3}$$

и полученные значения W_j используют для оценки показателей надежности АТС.

Изменение значений показателя долговечности АТС в виде остаточного ресурса определяются по формуле:

$$\Delta D = S_{\text{н}} - S_{\text{КУЭ}}, \tag{4}$$

где $S_{\text{н}}$ – наработка по нормативному пробегу для *I КУЭ*; $S_{\text{КУЭ}}$ – весь объем выполненного пробега, приведенный к *I КУЭ*:

$$S_{\text{КУЭ}} = \frac{\sum_{j=1}^{n} W_j}{\psi_{\sum \text{КУЭ}}}. \tag{5}$$

На следующем этапе определяются значения показателя долговечности АТС ΔП в виде остаточного ресурса на конец периода планируемых условий эксплуатации с использованием следующей зависимости:

$$\Delta\text{П} = S_{\text{н}} - \frac{\psi_{\sum n} \cdot S_n}{\psi_{\sum \text{КУЭ}}}. \tag{6}$$

Значения показателя безотказности в виде остаточной наработки (пробега) до отказа ΔО определяются по формуле

$$\Delta\text{О} = \text{О}_{\text{н}} - \frac{\bar{\Psi}_{\sum OT} \cdot (\bar{\text{О}}_j \pm ts(\bar{\text{О}}_j))}{\Psi_{\sum \text{КУЭ}}}, \tag{7}$$

где $\overline{\text{О}_j}$ – фактически реализованная средняя наработка (пробег) до отказа в представительной выборке; $s(\bar{\text{О}}_j)$ – оценка среднеквадратического отклонения реализованной наработки (пробега) до отказа; t – критерий Стьюдента, равный 2,12; $\bar{\Psi}_{\sum OT}$ – обобщенный (средний) коэффициент суммарного сопротивления движению АТС, определяемый через коэффициент суммарного сопротивления $\Psi_{\sum j}$ для дороги, в условиях которой произошел первый отказ:

$$\bar{\psi}_{\sum OT} = \frac{\psi_{\sum j1} \cdot s_{j1} + \psi_{\sum j2} \cdot s_{j2} + \ldots + \psi_{\sum jn} \cdot s_{jn}}{\sum_{j=1}^{n} s_j}. \tag{8}$$

Оценка среднеквадратического отклонения наработки (пробега) до отказа АТС выполняется с учетом зависимости (3):

$$S(\overline{\text{О}}_j) = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^{n}(s_j - \overline{\text{О}}_j)^2}{I(I-1)}}, \text{ (км)} \qquad (9)$$

Пробег S_j до этого отказа определяется как изменение значений оперативных показателей ремонтопригодности по периодичности технического обслуживания АТС $S_{\text{то}}$ и трудоемкости его восстановления после отказа $A_{\text{тр}}$ путем сравнения их нормативных и фактических значений, соответствующих $S_{\text{н}}$ и S_j при нормативной накопленной величине уровня нагрузочного воздействия $W_{\text{н}}$, равной $\Psi_{\sum l\text{КУЭ}} \cdot s_{\text{н}}$ по выражениям (10, 11):

$$K_{s_{\text{ТО}}} = \frac{s_j}{s_{\text{н}}}, \qquad (10)$$

$$A_{\text{ТР}} = \frac{1}{K_{s_{\text{ТО}}}}, \qquad (11)$$

а изменение значений показателя сохраняемости АТС ΔC определяется путем сравнения нормативного срока сохраняемости $C_{\text{н}}$ и длительности хранения T, скорректированной через фактически установленный коэффициент z, характеризующий темп снижения сохраняемости в зависимости от остаточного ресурса ΔD, срока и условий хранения АТС, например, по выражению:

$$\Delta C = C_{\text{н}} - z \cdot T. \qquad (12)$$

Данная методика позволяет сформировать объективные количественные оценки показателей надежности АТС на стадии эксплуатации с учетом жесткости этих условий. Организация и планирование выполнения транспортных задач при этом осуществляется с учетом сформированных требований к величине остаточного ресурса АТС. Сохранение безотказности и долговечности АТС на заданном уровне достигается за счет приведения режимов ТО в соответствие постоянно изменяющимся реальным условиям эксплуатации. Оценка накопленной величины уровня нагрузочного воздействия на АТС производится не по величине выполненного пробега, а в зависимости от сложности выполняемых операций. Все это позволяет проводить более точную корректировку периодичности ТО и трудозатрат на устранение отказов.

Список литературы

1. Пат. 2129711 Российская Федерация, МПК G01M17/00. Способ контроля показателей надежности транспортного средства / А.Н. Возне-

сенский, В.С. Устименко, Н.М. Балин, М.В. Терещенко; № 97114264/28; заявл. 20.08.1997; опубл. 27.04.1999, Бюл. № 23 (II ч.).

2. Озорнин С.П. Технический сервис мобильных машин: стратегия ситуационно-комбинированного обслуживания. Чита, 2004.

3. Озорнин С.П., Бердников И.Е. Оценка жесткости условий эксплуатации строительных машин // Новая наука: теоретический и практический взгляд: в 3 ч. Ч. 2. Стерлитамак, 2015. С. 181–186.

4. Озорнин С.П. Организация и технология фирменного сервиса транспортных и технологических машин: в 2 ч. Ч. 1. Чита, 2013.

5. Озорнин С.П. Организация и технология фирменного сервиса транспортных и технологических машин: в 2 ч. Ч. 2. Чита, 2013.

6. Озорнин С.П., Леонтьев И.В. Теоретические основы технического сервиса строительных, дорожных и коммунальных машин. Чита, 2009.

7. Озорнин С.П. Организация предприятий технического сервиса. Чита, 2014.

8. ГОСТ 8.207-76 ГСОЕИ. Прямые измерения с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов наблюдений. Основные положения.

УДК 656.05

С.П. Озорнин, Н.С. Замешаев
Забайкальский государственный университет

Эффективность торможения автотранспортных средств в разных дорожных условиях

Автомобильный транспорт прочно вошел в жизнь современного человека. Однако, как показывает даже поверхностный анализ, интенсивное развитие автомобильного транспорта непосредственно ведет к увеличению количества дорожно-транспортных происшествий (ДТП). Рост числа и тяжести последствий ДТП на автомобильном транспорте формирует целый ряд важных социально-экономических и демографических проблем, которые характерны и для Российской Федерации.

Высокая аварийность и особенности ДТП, совершенных в городе, обусловлены рядом факторов, связанных со значительным увеличением количества эксплуатируемых автомобилей, а также с возросшими скоростными и иными техническими характеристиками автотранспортных средств (АТС).

Так, например, за последние четыре года (по данным УМВД ГИБДД по Забайкальскому краю) на территории края произошло 5764 ДТП, при

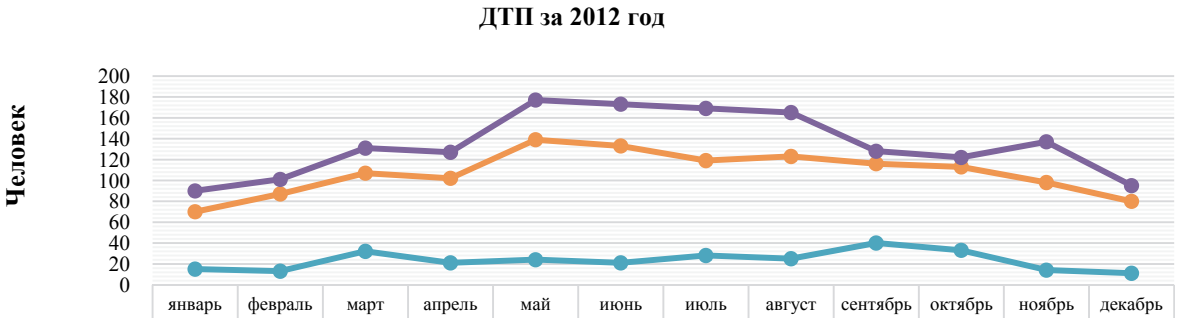
© Озорнин С.П., Замешаев Н.С., 2016

которых 1042 человека погибло и 7375 человек получили ранения различной степени тяжести.

По данным ежегодной статистики краевого УГИБДД за 2012, 2013, 2014 и 2015 гг., общее количество ДТП, произошедших в Забайкальском крае, число погибших и получивших травмы (раненых) приведено на рис. 1–4.

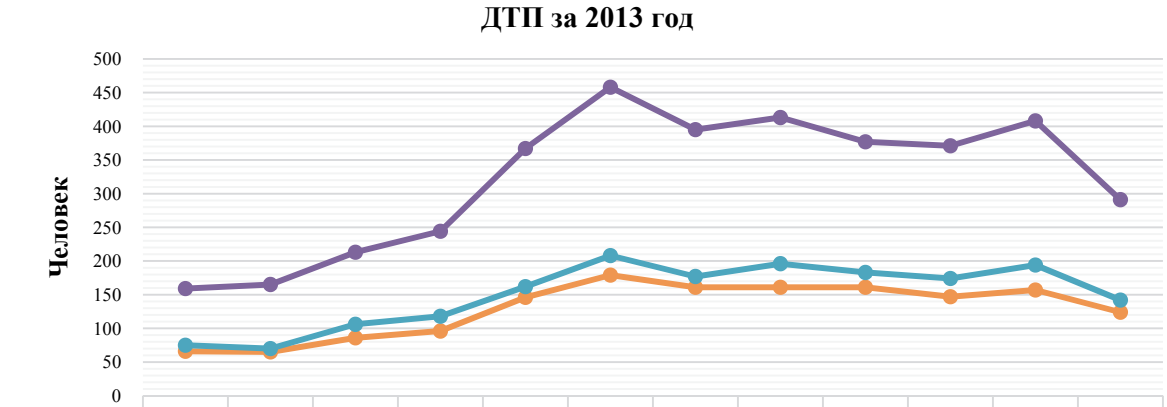
В соответствии с методическим письмом [1] коэффициент сцепления шин на разных дорожных поверхностях изменяется от 0,1 до 0,8 (табл. 1).

Эффективность торможения АТС во многом зависит от вида дорожного покрытия, а коэффициент сцепления колес с поверхностью дороги – от множества факторов, таких как температура дорожного покрытия, температура окружающей среды, температура эластичных шин автомобиля.



	январь	февраль	март	апрель	май	июнь	июль	август	сентябрь	октябрь	ноябрь	декабрь
ДТП	70	87	107	102	139	133	119	123	116	113	98	80
Погибло	15	13	32	21	24	21	28	25	40	33	14	11
Ранено	90	101	131	127	177	173	169	165	128	122	137	95

Рис. 1. Общее количество ДТП, произошедших в Забайкальском крае, число погибших и получивших травмы (раненых) (по статистике краевого УГИБДД за 2012 г.)



	январь	февраль	март	апрель	май	июнь	июль	август	сентябрь	октябрь	ноябрь	декабрь
Ранено	84	95	107	126	205	250	218	217	194	197	214	149
Погибло	9	5	20	22	16	29	16	35	22	27	37	18
ДТП	66	65	86	96	146	179	161	161	161	147	157	124

Рис. 2. Общее количество ДТП, произошедших в Забайкальском крае, число погибших и получивших травмы (раненых) (по статистике краевого УГИБДД за 2013 г.)

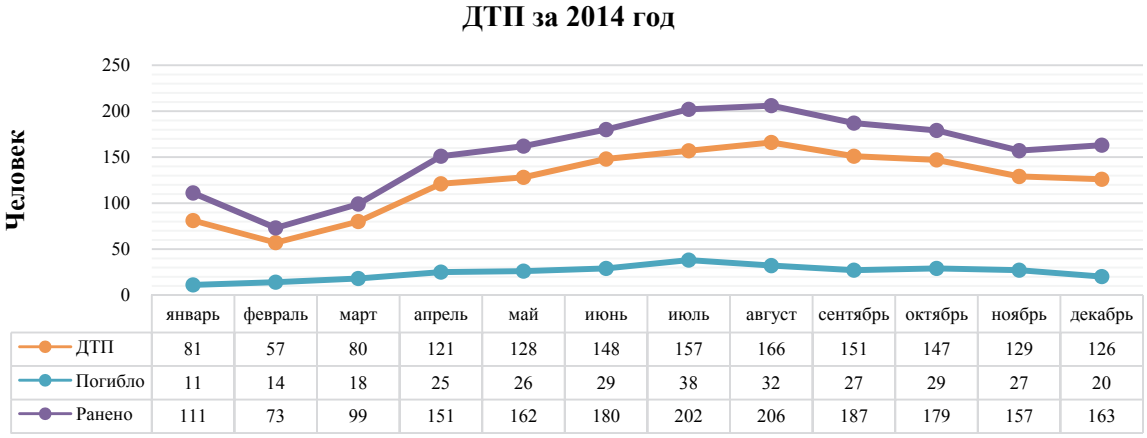


Рис. 3. Общее количество ДТП, произошедших в Забайкальском крае, число погибших и получивших травмы (раненых) (по статистике краевого УГИБДД за 2014 г.)

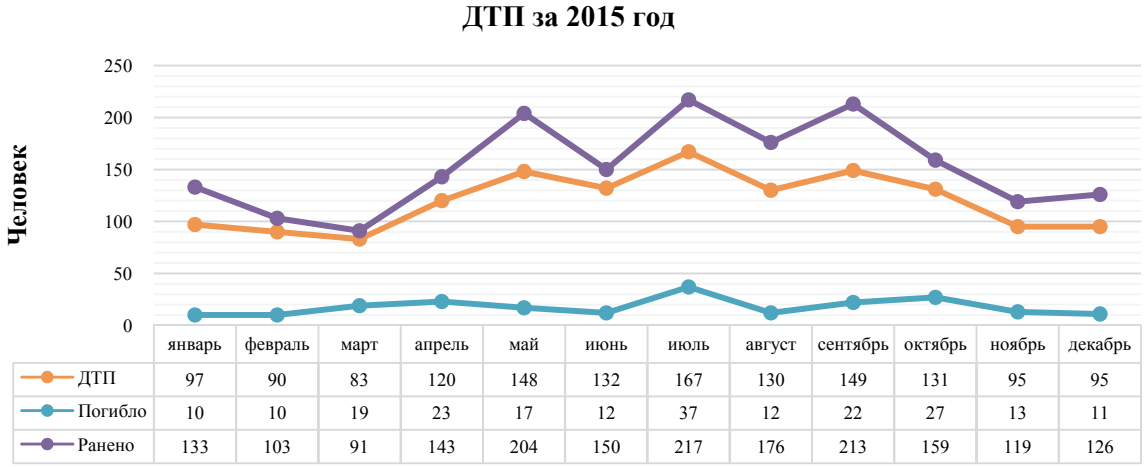


Рис. 4. Общее количество ДТП, произошедших в Забайкальском крае, число погибших и получивших травмы (раненых) (по статистике краевого УГИБДД за 2015 г.)

Таблица 1

Значения коэффициента продольного сцепления шин с дорогой φ

Вид дорожного покрытия	Сухое	Мокрое
Асфальто- или цементобетонное покрытие	0,7–0,8	0,4–0,6
Щебеночное покрытие	0,6–0,7	0,3–0,5
Грунтовая дорога	0,5–0,6	0,2–0,4
Дорога, покрытая укатанным снегом	0,2–0,3	0,2–0,3
Обледенелая дорога	0,1–0,2	0,1–0,2

Отраслевой дорожный методический документ ОДМ 218.8.001-2009 – методические рекомендации по специализированному гидрометеорологическому обеспечению дорожного хозяйства [3] – дает следующую классификацию зимней скользкости дорожных покрытий:

гололед – вид зимней скользкости, образующийся при выпадении осадков в виде дождя, мороси, тающего снега на дорожное покрытие, имеющее отрицательную температуру;

гололедица – вид зимней скользкости, образующийся при замерзании влаги, имеющейся на дорожном покрытии, при резком понижении температуры воздуха;

снежный накат – представляет собой слой снега, уплотненного колесами автомобильного транспорта при определенных метеорологических условиях;

Для повышения объективности автотехнической экспертизы (а именно экспертиз, связанных с ДТП, произошедшими в зимнее время года) в настоящее время эксперты должны использовать анализ всех сопутствующих факторов (температура дорожного покрытия, температура эластичной шины, температура окружающей среды и др.). Это необходимо, прежде всего, для определения степени виновности водителей АТС в произошедших в зимнее время ДТП.

Для оценки степени влияния различных факторов на эффективность торможения АТС выполнен ряд экспериментальных замеров. Эксперименты проводились на участках городских дорог по центральным улицам г. Читы. Участки дорог с асфальтобетонным покрытием, прямые, горизонтального профиля. Температуры окружающего воздуха – от –36 до –14 °С. В эксперименте использовался автомобиль категории М1 ВАЗ 2115 2006 г. выпуска. Измерения в процессе экспериментов выполнялись с помощью следующего аппаратного комплекса: пирометр SMART SENSOR AR 320 NO: 01074590 (прибор для бесконтактного измерения температуры тел), измеритель эффективности тормозных систем ЭФФЕКТ-02, смартфон (GPS), датчик температуры (автомобильный).

Рис. 5. Экспериментальные измерения

Рис. 6. Экспериментальные измерения

При этом измерялись следующие параметры: тормозной путь S_i; пересчитанная норма тормозного пути $S_п$; установившееся замедление $J_{уст}$; начальная скорость торможения V_0; время срабатывания тормозной системы $t_{ср}$; усилие нажатия на педаль $F_п$. Это отражено на рис. 5 и 6.

В результате проведенных экспериментов получены зависимости значения коэффициента сцепления колес с дорожным покрытием от температуры окружающей среды, которые показаны на графике рис. 7.

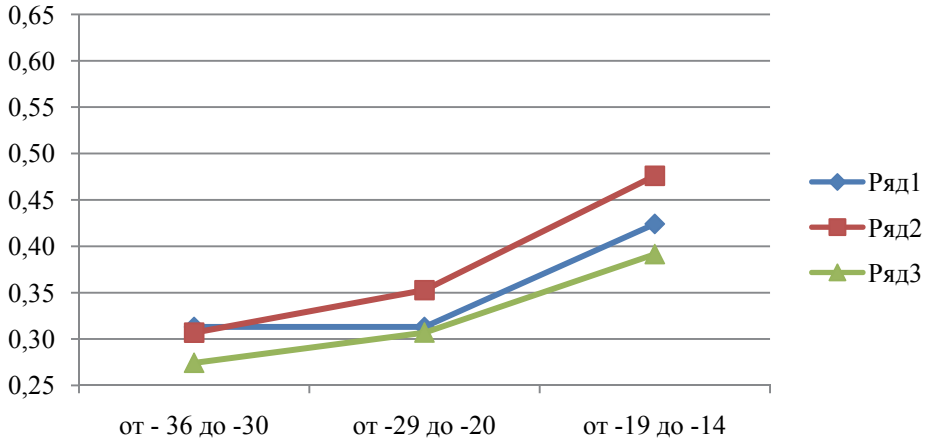


Рис. 7. Зависимость коэффициента сцепления от температуры окружающей среды при разных состояниях покрытия (чистый асфальт, снежный накат и гололедица)

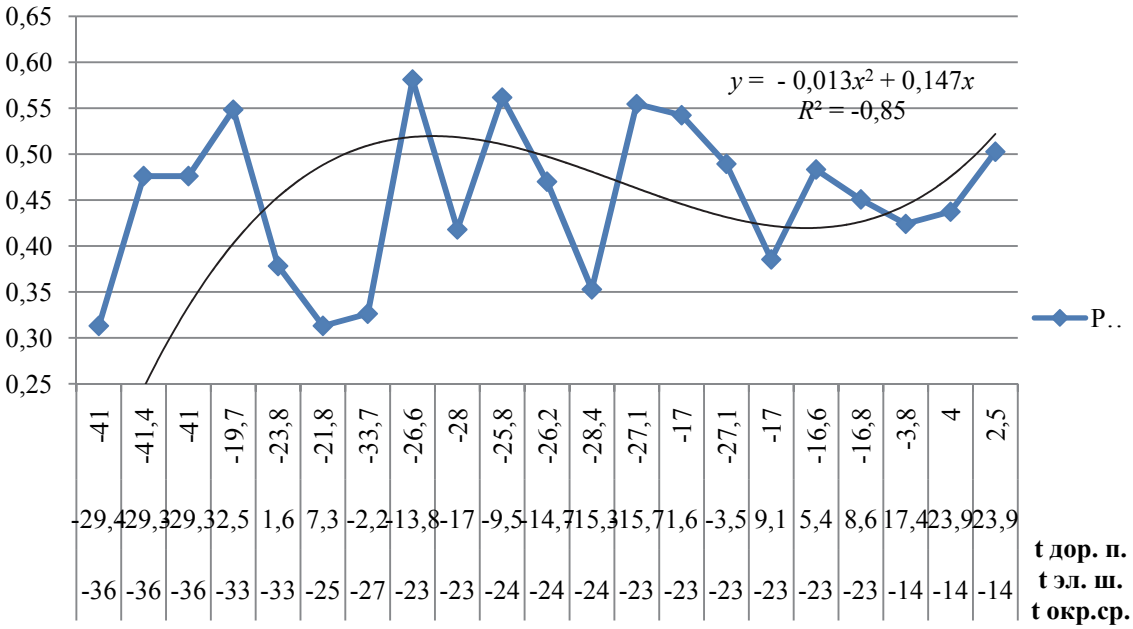


Рис. 8. Зависимость коэффициента сцепления от температур: поверхности дорожного покрытия, эластичной шины и окружающего воздуха на чистом асфальте

Также выявлены изменения коэффициента сцепления в зависимости от температур: дорожного покрытия, эластичной шины, окружающей среды при разных состояниях покрытия автодороги (рис. 8–10).

Из приведенных на рис. 7–10 графиков следует, что с понижением температуры окружающей среды, уменьшением температуры эластичной шины и дорожного покрытия значения коэффициента сцепления стремятся к наименьшей величине, равной 0,25. Как указывалось ранее (см. табл. 1), значения коэффициента продольного сцепления шин с дорогой φ должны находиться в пределах 0,6–0,8. Выполненные эксперименты показали, что в период низких температур на городских улицах, даже на чистом асфальте, коэффициент сцепления не превышает 0,6.

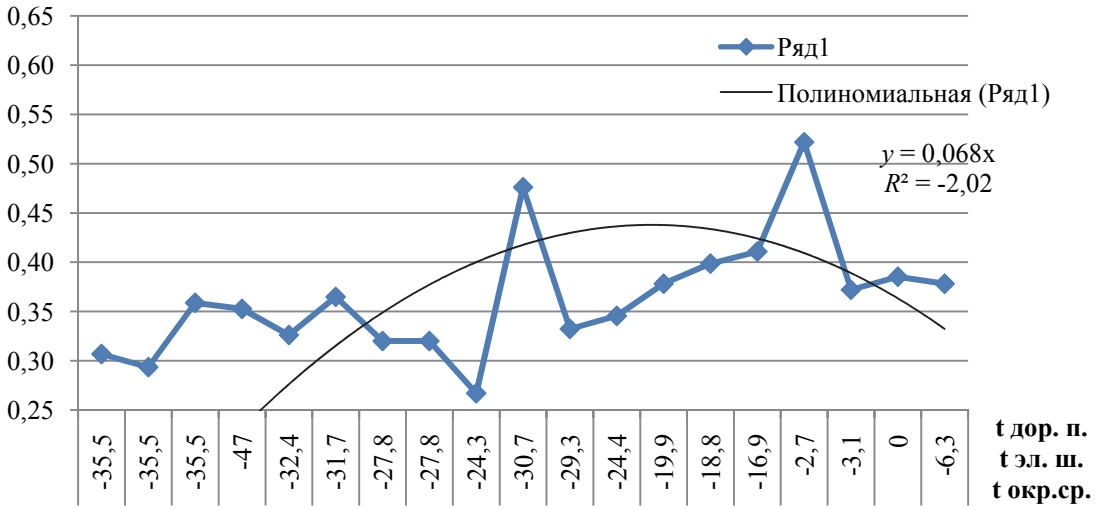


Рис. 9. Зависимость коэффициента сцепления от температур: дорожного покрытия, эластичной шины и окружающего воздуха на снежном накате

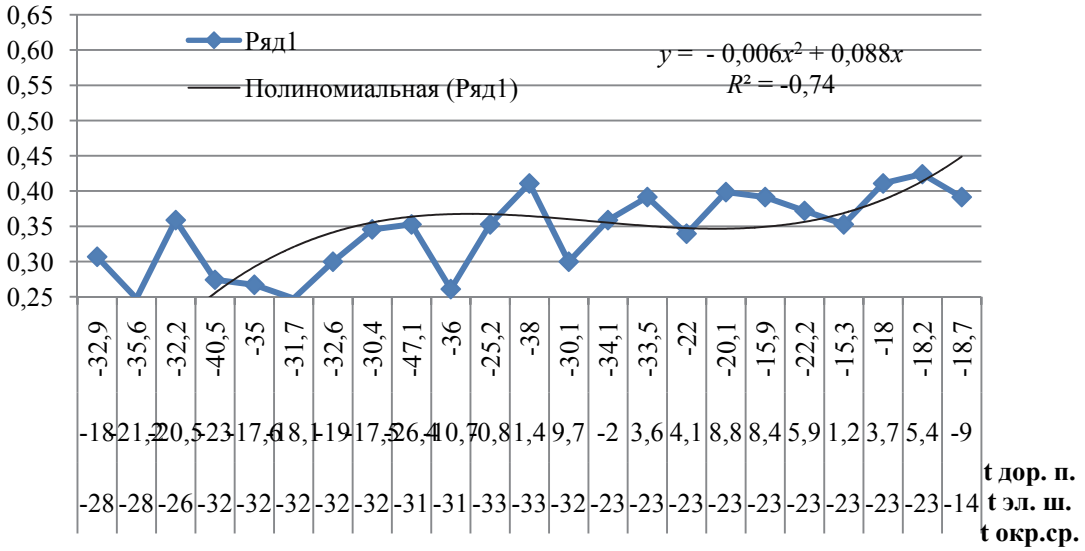


Рис. 10. Зависимость коэффициента сцепления от температур: дорожного покрытия, эластичной шины и окружающего воздуха на гололедице

Таким образом, дорожные условия оказывают значительное влияние на сцепные качества покрытий автомобильных дорог, на режим и безопасность движения как отдельных автомобилей, так и транспортного потока в целом. Это необходимо учитывать всем водителям АТС и лицам, отвечающим за безопасность при организации дорожного движения.

Список литературы

1. Иларионов В.А. Судебная автотехническая экспертиза. Ч. 2. М., 1980.

2. Евтюков С.А. Влияние факторов на сцепные качества покрытий автомобильных дорог // Современные проблемы науки и образования. 2012. № 3.

3. Руководство по борьбе с зимней скользкостью на автомобильных дорогах. М., 2003.

4. ОДМ 218.8.001-2009. Методические рекомендации по специализированному гидрометеорологическому обеспечению дорожного хозяйства. Утв. Распоряжением Росавтодора от 26.11.2009 N 499-р.

УДК 629.113.006

Г.А. Гусев

Калининградский государственный технический университет

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота

Анализ влияния применения газомоторного топлива на техническое состояние системы топливоподачи распределенного впрыска бензина ДВС

Появление автотранспортных средств на альтернативных видах топлива вызывает необходимость проведения дополнительных мероприятий, связанных с особенностями их технического обслуживания и ремонта.

Мировой рынок газобаллонных автомобилей (ГБА) развивается. В настоящее время к коммерческой группе газомоторного топлива (ГМТ) для этих автомобилей относится [1]:

- компримированный (сжатый) природный газ (КПГ) (метан), требования к транспортным средствам и системам питания определены Правилами ЕЭК ООН № 110–00;
- газ, сжиженный нефтяной (ГСН) (пропан – бутановая смесь), требования к транспортным средствам и системам питания определены Правилами ЕЭК ООН № 67–01.

© Гусев Г.А., 2016

Современное газовое оборудование двухтопливных ГБА, которое делится с рекламной целью на так называемые поколения (сейчас их более 4), устанавливаемое на автомобили в Калининградской области, производства и разработки иностранное. Газовое оборудование ГМА обслуживается в соответствии с рекомендациями заводов изготовителей. Влияние ГМТ на остальные системы автомобилей, на которые оно устанавливается в сервисных центрах, требует исследования.

Анализ статистических данных по отказам бензиновых систем впрыска двигателей (работающих на бензине и ГМТ), накопленный Учебным автомобильным диагностическим центром Балтийской государственной академии рыбопромыслового флота, показывает, что более 50 % неисправностей системы впрыска относится к нарушениям работы электромагнитной форсунки [2].

Характерными отказами электромагнитных форсунок являются:

- повреждение или короткое замыкание соленоида форсунки;
- повреждены электрические разъемы;
- поврежден штифт форсунки;
- пружина форсунки потеряла упругость;
- деформация штока;
- коррозия внутри форсунки, отчего происходит полный или частичный отказ работы;
- потеря герметичности форсунки изза загрязнения;
- неравномерное распыливание топлива;
- изменение количества впрыскиваемого топлива (изза изменения проходного сечения форсунки в результате износа или загрязнения);
- неравномерность дозирования топлива в комплекте форсунок;
- засорение фильтра электромагнитной форсунки.

Все перечисленные отказы носят случайный характер, первые 5 – по форсункам из-за механических повреждений при некорректном обращении с форсункой.

ГСН представляет собой смесь пропана, бутана, изобутана, пропилена, этана, этилена – вырабатывается как продукт переработки нефти. Состав этого газа регламентируется в России ГОСТ 27578–87 «Газы углеводородные сжиженные для автомобильного транспорта. Технические условия». Газ по ГОСТ 20448–90 «Газы углеводородные сжиженные для коммунально-бытового и промышленного потребления. Технические условия». Для этого газа предусмотрены более широкие допуски на содержание компонентов, которые отрицательно воздействуют на двигатель и топливную аппаратуру (сера, непредельные углеводороды, кислые компоненты и др.). На автомобильные газонаполнительные станции в Калининградской области поступают оба вида газа.

КПГ для двигателей внутреннего сгорания в качестве топлива нормируются ГОСТ 27577–2000 «Газ природный компримированный для двигателей внутреннего сгорания. Технические условия».

Экспериментально полученные данные по эксплуатационным изменениям рабочих показателей электромагнитных форсунок свидетельствуют о том, что после наработки 140 тыс. км пробега транспортного средства их рабочие характеристики могут существенно изменяться, причем как в сторону увеличения, так и уменьшения динамической производительности [4].

При этом наиболее критичным для двигателя является возрастающая неравномерность подачи топлива в комплекте форсунок, которую не может компенсировать микропроцессорная система управления двигателем.

Эксплуатационные изменения рабочих показателей электромагнитных форсунок существенно влияют на энергетические и экологические характеристики бензинового двигателя.

Большая часть дефектов электромагнитной форсунки связаны с загрязнением их дозирующих элементов [2].

Известно, что в основе механизма любых загрязнений лежит явление адгезии, которое обусловлено прилипанием отдельных составляющих загрязнений к различным поверхностям вследствие действия молекулярных сил, соприкасающихся часто, влиянием капиллярных сил жидкости, проявлением кулоновского взаимодействия, наличием двойного электрического слоя и т. д.

Многочисленные исследования загрязнений электромагнитных форсунок двигателей показывают, что по своему характеру загрязнения можно отнести преимущественно к лакам и нагарам.

В табл. 1 представлен состав загрязнений на поверхности распылителя и иглы электромагнитной форсунки [4].

На седлах и запорных элементах электромагнитной форсунки со временем появляются твердые смолистые отложения.

Таблица 1

Состав загрязнений на поверхности распылителя и иглы электромагнитной форсунки [4]

Химический элемент	Концентрация элемента в отложениях, %		
	Распылитель	Игла, ниже контакта	Игла, выше контакта
Углерод (C)	54	35	8
Кислород (0)	35	30	10
Железо (Fe)	11	26	65
Сера (S)	–	2	–
Хром (Cr)	–	7	15
Свинец (Pb)	–	–	2

Засорение бензиновой электромагнитной форсунки сопровождается отложением слоя нагара на штифте иглы. В этом случае уплотнительный поясок не обеспечивает герметичность. В результате уменьшается кольцевой зазор, что сопровождается уменьшением расхода бензина через электромагнитную форсунку.

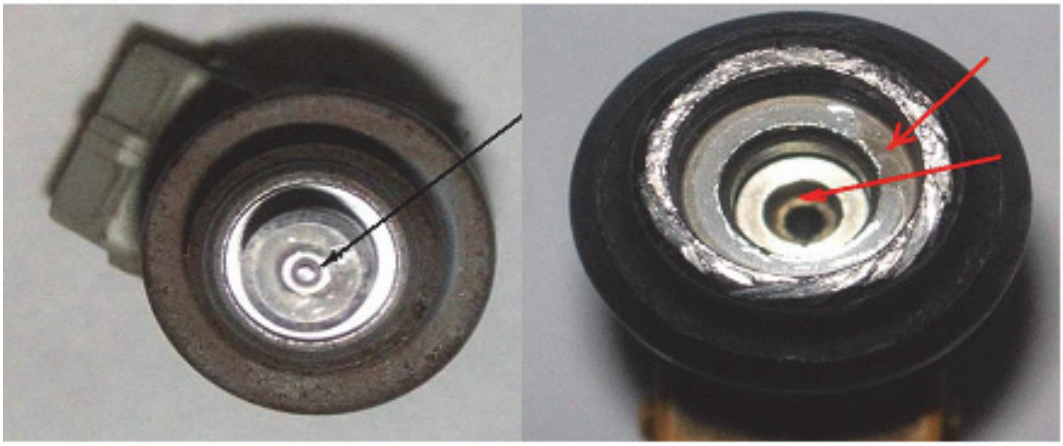
После остановки горячего двигателя из пленки топлива, оставшейся на штифтах и внутренних поверхностях распылителей, испаряются легкие фракции. Остаточное давление топлива в топливной рампе после остановки двигателя еще некоторое время сохраняется. Бензин поступает через негерметичный клапан, и закоксовывание происходит более интенсивно.

Тяжелые капли остаются на деталях и не смываются из-за отсутствия свежих порций топлива. Из этих фракций образуются смолистые отложения, препятствующие запорному конусу обеспечить плотную посадку на седло и сопровождающиеся нарушением герметичности электрогидравлической форсунки. Потеря герметичности ухудшает отсечку топлива.

Применение ГМТ усугубляет этот процесс из-за более частого переключения топливных систем двигателя с одного вида топлива на другой.

Вместо резкого обрыва факела происходит плавное окончание впрыскивания топлива. Последние капли топлива стекают с распылителя и задерживаются на распылителе. В этом случае нарушается форма факела.

Следы отложений на форсунке представлены на фотографии (рис. 1).



а *б*

Рис. 1. Следы отложений (*а*) на распылителе форсунки и (*б*) на внутренней поверхности форсунки

Температура деталей распылителя форсунки является важнейшим фактором, влияющим на образование отложений и нагара на поверхности деталей распылителя. Установлено [4], что для подавления образования отложений на распылителе форсунки его температура не должна превышать 90 % температуры дистилляции топлива. В этом случае остающееся в каналах топливо будет находиться в жидком состоянии и вымываться

последующими порциями топлива. Применение ГМТ ускоряет этот процесс, так как газ во впускном коллекторе двигателя взаимодействует с электромагнитными форсунками, увеличивает отложения из-за наличия сероводорода, серы, паров воды и кислорода.

Форсунки уплотняются резиновыми кольцами, которые могут подвергаться неблагоприятному воздействию из-за наличие в ГМТ конденсата тяжелых углеводородов [1].

Отложения на поверхности распылителя ухудшают однородность распыливания, уменьшается проходное сечение.

Загрязнения форсунки приводит к ухудшению дисперсности распыливания топлива и изменению формы факела – падают характеристики двигателя из-за изменения направления факела распыливания топлива.

Процессы окисления и осмоления ускоряются с повышением температуры бензина и ГМТ (при работе ДВС на газе бензин в топливной рампе отсутствует и не охлаждает форсунки). Ускоряют образование смол ржавчина, грязь, вода, степень аэрации, каталитические присадки.

Специальные проведенные исследования [4] позволили установить, что способность системы управления двигателем компенсировать загрязнения электрогидравлических форсунок зависит в значительной степени от неравномерности загрязнения форсунок в одном комплекте.

При одинаковой или близкой степени загрязнения форсунок в одном комплекте система управления еще способна компенсировать эти загрязнения и поддерживать заданный уровень топливной экономичности и токсичности двигателя.

Такие нарушения в работе двигателя на данном этапе требуют очистки или замены форсунок.

Коррозия электромагнитной форсунки носит случайный характер, но во многом зависит от качества топлива и качества технического обслуживания.

Процесс коррозии обычно протекает на границе двух фаз: металла и жидкости или газа.

Причиной возникновения коррозии является термодинамическая неустойчивость металлов. Все металлы и сплавы в условиях эксплуатации стремятся перейти в более устойчивое окисленное (ионное) состояние. Самопроизвольный переход металла в такое устойчивое состояние и составляет суть коррозии.

Коррозийная агрессивность бензина и ГМТ зависит, главным образом, от количества содержащихся сернистых соединений и их строения. Не все сернистые соединения способны вызывать коррозию металлов при обычных температурах эксплуатации автомобилей. Наиболее активны сероводород, элементарная сера и меркаптаны. Эти соединения относятся к соединениям «активной» серы и количество их в топливах строго регламентируются [5].

Основные коррозионные разрушения связаны с электрохимической коррозией. Небольшое количество воды может попадать в бензин при заправке, резкой смене температуры и влажности воздуха и т. д.

Химическая коррозия представляет собой обычную химическую реакцию, которая подчиняется законам химической кинетики гетерогенных реакций. Этот вид коррозии протекает в сухих газах и неэлектролитах, т. е. в тех средах, которые не проводят электрического тока. На рис. 2 нами представлены фотографии следов химической коррозии электромагнитной форсунки, которая являлась в обычной системе питания бензинового двигателя редкостью.

а *б*

Рис. 2. Следы химической коррозии цветного металла (бронзы) на внутренних поверхностях электромагнитных форсунок: *а* – на корпусе фильтра; *б* – на стенках канала форсунки за фильтром

В топливной системе двигателя может происходить химическая коррозия, которая способствует отложениям на форсунках, за счет взаимодействия металла с такими примесями топлив, как сероводород, элементарная сера и меркаптаны.

Коррозийная агрессивность является одной из важнейших эксплуатационных характеристик бензинов и ГМТ.

Свойства и качество применяемого бензина и ГМТ оказывают значительное влияние на образование в проточной части форсунок и на впускных клапанах загрязнений и отложений. Применение ГМТ, по нашим наблюдениям, ускоряет процесс этих отложений по сравнению с ДВС, работающими на одном бензине.

Таким образом, при техническом обслуживании системы питания автомобилей, работающих на ГМТ, требуют дополнительного осмотра резиновые кольца крепления электромагнитных бензиновых форсунок и уда-

ление отложений с помощью моющих присадок или ультразвуковой очистки, а также осмотр состояния всего впускного коллектора, замена фильтров электромагнитных форсунок. Мы рекомендуем выполнение этих работ через каждые 20 тыс. км пробега.

В США выпускаются моющие присадки для обеспечения чистоты впускных клапанов двигателей с распределенным впрыском бензина, затем эти присадки стали выпускать в других странах. Эффективные присадки были найдены среди термостабильных полимеров с полярными функциональными группами, так называемые полибутенамины и полиэфир аминов. Использование этих присадок позволяет резко снизить количество отложений во впускной системе форсунок и на впускных клапанах [3].

Все моющие присадки делятся на «поколения», хотя они являются многофункциональными. Например, к первому поколению относят антиобледенительные добавки, ко второму – присадки, которые называют очистителями карбюратора, к третьему – очистители впускной системы, к четвертому – присадки, отмывающие камеру сгорания. Чередование поколений присадок отражает решение проблем, возникающих с повышением требований к топливам при совершенствовании конструкции двигателя. Каждое новое поколение выполняет функции предыдущего и имеет дополнительное качество.

В России, к сожалению, моющие присадки третьего и четвертого поколения не выпускаются [3].

На рис. 3 показаны данные, позволяющие сравнить действие аминамидных присадок (очистителей карбюраторов) и присадок нового типа – очистителей впускной системы.

Рабочие концентрации очистителей впускной системы составляет от 0,03 до 0,1 %. Рекомендуемая максимальная концентрация 0,3 %. В России к применению допущены присадки зарубежных фирм: Lubrizol 8285 (Lubrizol, США), Keropur 3222 (BASE, ФРГ), Hitec – 4449, Hitec – 6430 (Ethy Corp, США) и SAP – 9500 (Shell, США). Все они представляют собой полибутенамины, растворенные в нефтяном масле.

При введении присадки в топливный бак транспортного средства следует обращать внимание на два обстоятельства. Во-первых, разница между вязкостями и плотностями присадки и топлива должна быть минимальной. Обычно в розничную продажу поступают специально приготовленные препараты, представляющие собой сильно разбавленные растворы присадок в малой, иногда градуированной таре.

Иногда выпускают присадки в виде таблеток. В таблетках присадки смешаны с наполнителем: ионолом, твердым парафином, дуролом и другими продуктами, нейтральными по отношению к топливу и материалам двигателя. Для большей уверенности лучше их предварительно растворить в топливе, перед тем как бросать в бак.

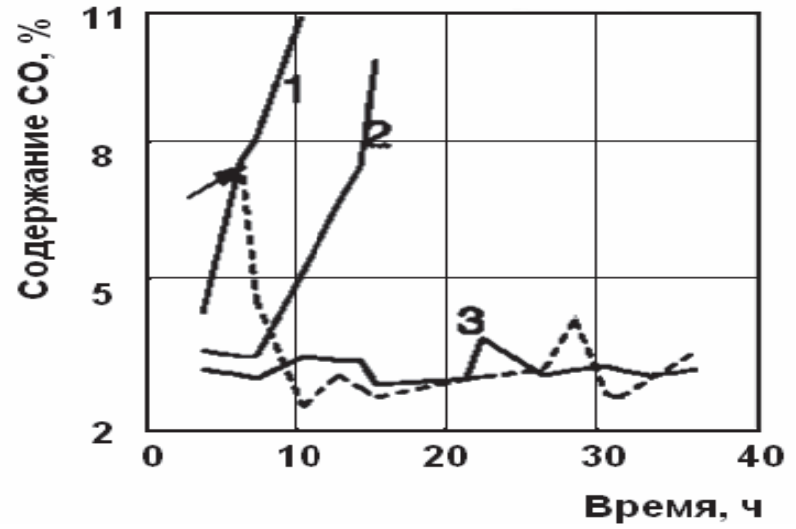


Рис. 3. Влияние моющих присадок на эмиссию оксида углерода [3]: *1* – топливо без присадки; *2* – топливо с присадкой на основе амин амидов; *3* – топливо с присадкой на основе полиалкиленаминов. Пунктиром показана эмиссия CO после введения присадки в процессе испытаний. Момент ввода присадки обозначен стрелкой

Во вторых, необходимо, чтобы топливная система была очищена от воды и грязи, потому что загрязнения будут смыты из бака и трубопроводов и забьют фильтры.

За рубежом присадки носят комплексный характер и вводятся в бензины на нефтеперегонных заводах, в отличие от бензинов, произведенных в России.

Ультразвуковая очистка – способ очистки поверхности твердых тел, основанный на возбуждении в моющем растворе колебаний ультразвуковой частоты.

Диапазон частот ультразвуковых аппаратов для очистки лежит в пределах 20–40 кГц; интенсивность ультразвуковых колебаний обычно составляет 0,5–5 Вт/см^2. Выбор оптимальной интенсивности имеет существенное значение для ультразвуковой очистки [6].

При ультразвуковой очистке форсунок от загрязнений применяют водные растворы щелочей с добавлением поверхностно-активных веществ. Кавитационно-абразивную обработку проводят в растворе, состоящем из смеси глицерина и воды, взятых в равных количествах, добавляя 30 % по объему порошка карбида бора с частицами размером не более 1 мкм. В этом случае наряду с кавитационным разрушением происходит дополнительная обработка поверхности твердого тела мельчайшими абразивными частицами.

В зависимости от степени загрязненности определяется продолжительность ультразвуковой очистки.

При ультразвуковой очистке форсунки помещаются непосредственно на дно ванны, поворачивая, обращая все стороны к активной поверхности излучателей.

Экспериментально установлено, что наиболее благоприятной для эффективного растворяющего действия и воздействия ультразвуковой кавитации является температура моющей жидкости 20–25 ºС.

Список литературы

1. Газомоторные топлива на основе метана. Анализ требований к качеству и исходному сырью / Л.А. Гнедова, К.А. Гриценко, Н.А. Лапушкин, В.Б. Перетряхина, И.В. Федотов // НТС. Вести газовой науки. 2015. № 1. С. 66–97.

2. Гусев Г.А., Локтионов Д.А. Диагностирование электромагнитных форсунок бензиновых двигателей с распределенными системами впрыска // Контроль. Диагностика. № 11. М., 2009. С. 58–61.

3. Данилов А.М. Применение присадок в топливах. М., 2005.

4. Овчинников Г.В. Влияние загрязнения и износа элементов электромагнитных форсунок на характеристики автомобильного бензинового двигателя: автореф. дисс. … канд. техн. наук. Владимир, 2009.

5. Техническая эксплуатация автомобилей / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин, В.М. Власов [и др.]. М., 2004.

6. Фатюхин Д.С. Разработка технологии и оборудования для ультразвуковой очистки инжекторов: дисс. … канд. тех. наук. М., 2001.

УДК 519.816; 65.011.56

П.С. Романов

Коломенский институт (филиал) Московского государственного машиностроительного университета

К вопросу создания интеллектуальной системы поддержки принятия решений АСУ автотранспортного предприятия

Как указывается в [1–3], с ростом сложности и динамичности систем многократно возрастают потоки информации, возникает необходимость в их упорядочении и рассмотрении как одной из составных частей технологического процесса, что привело к созданию автоматизированных систем управления (АСУ) автотранспортных предприятий (АТП).

Структура АСУ и функции отдельных автоматизированных рабочих мест (АРМ) будут разными для различных типов АТП (пассажирские, грузовые, таксомоторные и пр.). Однако вне зависимости от этого все ра-

© Романов П.С., 2016

бочие места должны работать в рамках единой (локальной) сети с использованием единой базы данных и могут включать следующие АРМ: отдела кадров; технического отдела; диспетчера; таксировки путевых листов; техника по учету топлива; техника по учету ресурса шин; ремонтной службы; склада и др. [1–4].

Широкое применение информационных технологий (ИТ) в АСУ АТП предполагает использование и новых информационных технологий (НИТ), что обусловлено тем, что НИТ объединяет новые коммуникационные технологии на основе локальных и распределенных сетей ЭВМ, методы обработки управленческой информации при помощи ПЭВМ и АРМ, а также выработки управленческих решений на основе средств искусственного интеллекта (ИИ) (баз данных, экспертных систем, различных типов моделирования и т.п.), предусматривающих разнообразные (графические, звуковые, текстовые) формы отображения моделируемых ситуаций, реализуя таким образом интеллектуальный интерфейс [1].

Новая информационная технология является ИТ поддержки принятия решений. При этом пользователю предоставляются эффективные средства моделирования предметных областей, реализующие взаимодействие с ЭВМ на языках, близких к профессиональным языкам пользователей. Наличие модели предметной области, описывающей свойства обрабатываемых объектов и отношений между ними и освобождающей пользователя от разработки алгоритмов решения задач, существенным образом раздвигает границы предназначения и использования НИТ. Основные целевые задачи, решаемые НИТ: обеспечение возможности решения на ЭВМ слабо формализуемых задач и обеспечение широкого доступа к ЭВМ пользователей-непрофессионалов в области ЭВМ [5–7].

Так как НИТ имеют преимущественно безбумажный характер, это снижает роль субъективного фактора при получении, передаче и обработке информации, чем радикально отличается от традиционной ИТ, значительно превосходя ее по экономичности, производительности, точности.

Интеллектуальные системы поддержки принятия решений (ИСППР) АСУ АТП предполагают использование НИТ. Предлагается трехуровневая модель ИСППР АСУ АТП (рис. 1), причем она является «интеллектуальным ядром» АСУ и распределена по всем АРМ АСУ АТП.

Разбиение на уровни проведено на основе модели мышления и классификации задач по уровню информации, предложенных в [5, 6]. При высоком уровне информации, когда получают определенные, детерминированные или количественные обоснованные решения, обработка информации проводится на первом уровне ИСППР. При этом решаются расчетные и информационные задачи, соответствующие типовым ситуациям, в автоматическом режиме, с использованием аналитических моделей и с последующим утверждением полученных результатов должностными лицами.

Рис. 1. Схема модели интеллектуальной системы поддержки принятия решений

При среднем уровне информации, когда возможно получение полуколичественных приближенных решений, подготовка решения проводится на втором уровне ИСППР. В результате решения задач в большинстве случаев получают несколько вариантов их решения. Выбор одного из них и окончательное принятие решения возлагается на должностное лицо. Здесь могут быть применены экспертные системы и другие математические модели.

Третий уровень модели системы предполагает ее возможность действовать в сложных, динамичных ситуациях. При этом уровень информации низкий, что позволяет получить только качественные, слабоформализуемые решения или необоснованные или слабо обоснованные решения. Окончательное принятие решения остается за должностными лицами (лицами, принимающими решения (ЛПР)). Третий уровень выступает в роли советника должностных лиц АТП при действиях в необычных условиях.

Надо отметить, что ИСППР проводит аналитические расчеты, готовит варианты решения для ЛПР, выполняет другие функции, применяя при этом те или иные НИТ или их сочетание в зависимости от уровня имеющейся на заданный момент времени информации.

При этом, если рассматривать модель подготовки принятия решения, приведенную в [5], то к ее прерогативе относятся блоки 1–4 (1 – прием, восприятие, селекция, хранение и представление информации; 2 – распознавание ситуации; 3 – подготовка вариантов решения; 4 – оценка эффективности решения), а должностные лица несут полную ответственность за принятие решения (выбор одного из предложенных ИСППР вариантов) (блок 5).

Последовательные этапы подготовки принятия решения с помощью ИСППР АСУ (см. рис. 1): восприятие информации, распознавание ситуации, подготовка вариантов решения, оценивание их эффективности и на основе этого управление формированиями, прогнозирование дальнейших действий и т. п. – предполагают различные уровни реализации: от простейших реакций системы до качественных оценок на основе «здравого смысла». При этом в контуре управления системы циркулируют восходящий и нисходящий потоки, осуществляется подготовка вариантов решений на своем уровне, а часть информации обобщается и передается на более высокий уровень оценки обстановки, после чего в результате детализации постепенно от стратегии поведения до подготовки вариантов решений и распоряжений нижестоящим должностным лицам осуществляется автоматизированный процесс управления системой. При этом должностные лица выполняют функции контроля и утверждения решения, предложенного ИСППР АСУ АТП, что освобождает их для творческой деятельности, не охваченной пока процессом интеллектуализации. Для создания математической модели ИСППР АСУ необходимо описать математически основные процессы, протекающие в ней. Для их описания предлагается использовать методы и методики, предложенные в [5, 8–13].

Список литературы

1. Вычислительная техника на автомобильном транспорте / сост. М.Ю. Баженов. Владимир, 2008.

2. Романов П.С. Информационное и компьютерное обеспечение подвижного состава и предприятий автосервиса. Коломна, 2013.

3. Романов П.С., Романова И.П. Система поддержки принятия решений АСУ автотранспортного предприятия // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. Воронеж, 2015. Т. 3. № 5–4 (16-4). С. 180–185.

4. Постолит А.В., Власов В.М., Ефименко Д.Б. Информационное обеспечение автотранспортных систем. М., 2004.

5. Романов П.С. Обоснование путей построения автоматизированных систем управления артиллерийскими формированиями на основе новых информационных технологий. Коломна, 2005.

6. Романов П.С. Оценка эффективности перспективных автоматизированных систем управления артиллерийскими формированиями, создаваемых на основе новых информационных технологий. Коломна, 2006.

7. Балыбердин В.А., Пенкин О.М., Полунин А.И. Проблемные вопросы создания и внедрения новых информационных технологий в автоматизированных системах военного назначения. М., 2001.

8. Романов П.С., Кафиев И.Р., Романова И.П. Методика принятия решения по выбору проекта системы освещения для ремонтных мастерских сельскохозяйственных предприятий // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. № 1 (33). Уфа, 2015. С. 82–90.

9. Кафиев И.Р., Романов П.С., Романова И.П. Сравнительная оценка методов принятия решений по выбору проекта системы освещения для ремонтных мастерских сельскохозяйственных предприятий // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. № 3 (35). 2015. С. 48–52.

10. Романов П.С., Кафиев И.Р., Романова И.П. К вопросу выбора проекта системы освещения для ремонтных мастерских сельскохозяйственных предприятий в условиях неопределенности // Современные проблемы науки и образования в техническом вузе. Уфа, 2015. С. 162–167.

11. Романова И.П., Кузнецов В.А., Гусев А.С. К вопросу оценки некоторых методов выбора модели электропоезда постоянного тока // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. Т. 3. № 5–4 (16-4). Воронеж, 2015. С. 174–179.

12. Романова И.П., Гусев А.С., Кузнецов В.А. Выбор электропоезда постоянного тока на основе количественных характеристик // Комплексные проблемы развития науки, образования и экономики региона. № 2 (7). Коломна, 2015. С. 203–213.

13. Романова И.П., Гусев А.С., Кузнецов В.А. Оценка методов анализа иерархий и спектрального анализа при выборе электропоезда постоянного тока // Комплексные проблемы развития науки, образования и экономики региона. № 1 (6). Коломна, 2015. С. 161–171.

УДК 656.1(075.8); УДК 519.816

П.С. Романов

Коломенский институт (филиал) Московского государственного машиностроительного университета

Подходы к выбору технологического оборудования для станций технического обслуживания автомобилей

Уровень эффективности и качества услуг автосервиса в определяющей мере зависит от состояния, технического уровня и условий функционирования производственно-технической базы (ПТБ) предприятий технического сервиса (ПТС). Составными элементами ПТБ являются технологи-

© Романов П.С., 2016

ческое оборудование, оснастка и инструмент. При этом современное технологическое оборудование для технического обслуживания и ремонта (ТОиР) автомобилей характеризуется повышенной сложностью конструкции, наличием гидравлических, пневматических, электронных и компьютеризированных систем [1–3].

Как указывается в [4–6], при проектировании или модернизации станций технического обслуживания автомобилей (СТОА) одной из важнейших задач является определение состава технологического оборудования, необходимого для укомплектования СТОА, с целью выполнения ими своих функций. Многообразие возможного технологического оборудования для выполнения одних и тех же видов работ приводит к многообразию вариантов состава технологического оборудования СТОА, а следовательно, к большому числу возможных вариантов самих СТОА.

Как было показано в [4–7], задача выбора рационального комплекта современного технологического оборудования ТОиР для оснащения им проектируемых или модернизируемых СТОА является непростой задачей и состоит из нескольких подзадач:

- сравнение вариантов технологического оборудования для выполнения одного и того же вида работы по совокупности показателей качества и выбор наиболее эффективного из них (задача сравнительной оценки технического уровня технических систем, выполняющих одни и те же задачи в одном и том же диапазоне характеристик (показателей));
- выбор рационального варианта комплекта технологического оборудования технического обслуживания и ремонта для оснащения им СТОА из множества возможных вариантов этого состава (многокритериальная задача принятия решения).

С другой стороны, при определении наилучшей технической системы (ТС) из ряда имеющихся у лица, принимающего решения (ЛПР), или должностных лиц, отвечающих за этот отбор, возникает задача [8], которую можно сформулировать следующим образом.

Произвести выбор технической системы по ее показателям (количественным или качественным характеристикам (параметрам) или их совокупности), отвечающим установленным ЛПР критериям выбора.

В качестве примеров можно привести задачи выбора рационального комплекта технологического оборудования для передвижных автомобильных ремонтных мастерских [4, 5], выбора варианта станции технического обслуживания автомобилей [6], определения рационального варианта системы освещения производственных помещений и рабочих мест при проектировании ремонтных мастерских (РМ), предназначенных для проведения текущего ремонта (ТР) и технического обслуживания (ТО) тракторов, комбайнов, автомобилей, сельскохозяйственных машин и другого оборудования сельскохозяйственного назначения [7–10, 14], выбора модели электро-

поезда постоянного тока [11–13]. Методики решения подобного типа задач для различных случаев задания характеристик технической системы приведены в [4–14].

Когда известны только количественные оценки характеристик технологического оборудования (ТО), как указывается в [4, 7, 13], наиболее простым и достаточно эффективным методом решения задачи выбора рационального варианта оборудования является метод спектрального анализа. Сущность метода заключается в следующем.

Постановка задачи. Имеется m сравниваемых вариантов технологического оборудования (TO_i, $i = \overline{1,n}$) , которым может быть поставлен в соответствие ряд технических характеристик X_j, $j = \overline{1,m}$, определяющих предпочтительность того или иного варианта технологического оборудования. Предпочтительность варианта технологического оборудования TO_i с позиций учета одной характеристики X_j может быть определена показателем x_{ij}, имеющим определенный физический смысл. Считается, что все характеристики первоначально равнозначны: $W_i^{(0)} = 1, V_j^{(0)} = 1$, где $W_i^{(0)}$, $V_j^{(0)}$ – значения весовых коэффициентов нулевой итерации соответственно для технологического оборудования и для их характеристик.

Необходимо построить ранжированный ряд вариантов технологического оборудования по предпочтительности с учетом всей совокупности показателей качества x_{ij}, $i = \overline{1,n}$, $j = \overline{1,m}$. После чего произвести выбор наиболее предпочтительного варианта технологического оборудования для выполнения данной работы по ТОиР автомобильной техники.

Задача указанным методом решается на основе реализации итерационной процедуры спектрального анализа:

$$W_i^{(k)} = \sum_{j=1}^{m} V_j^{(k-1)} \tilde{x}_{ij} \Bigg/ \max_i \sum_{j=1}^{m} V_j^{(k-1)} \tilde{x}_{ij} \tag{1}$$

$$V_i^{(k)} = \sum_{j=1}^{n} W_j^{(k-1)} \tilde{x}_{ij} \Bigg/ \max_j \sum_{j=1}^{n} W_j^{(k-1)} \tilde{x}_{ij} \tag{2}$$

где n – количество вариантов технологического оборудования; m – количество технических характеристик; $k = \overline{1,K}$ – номер итерации в итерационном процессе (если $k \to \infty$, то W_i, $V_j \to$ const);

$$\tilde{x}_{ij} \begin{cases} \dfrac{x_{ij}}{\max\{x_{ij}\}}, & \text{если увеличение } x_{ij} \text{ приводит к улучшению свойств ТО;} \\ \dfrac{\min\{x_{ij}\}}{x_{ij}}, & \text{если уменьшение } x_{ij} \text{ приводит к улучшению свойств ТО.} \end{cases} \tag{3}$$

$W_i^{(k)}$, $V_i^{(k)}$ – значения весовых коэффициентов *k*-й итерации соответственно для технологического оборудования и для их характеристик.

Предлагается следующий алгоритм решения задачи выбора рационального варианта технологического оборудования на основе метода спектрального анализа.

1. Рассчитать нормированную матрицу x_{ij}, $i = \overline{1,n}$, $j = \overline{1,m}$.

2. Построить расчетную таблицу по форме табл. 1.

3. Для $k = 1$ провести расчет по формуле (1) значений $W_i^{(1)}$, полагая $V_j^{(0)} = 1$, и взяв значения $\tilde{x}_{ij}$, $i = \overline{1,n}$, $j = \overline{1,m}$ из табл. 1. Внести полученные значения $W_i^{(1)}$ в табл. 1.

4. Положить $k = 2$. Рассчитать $V_j^{(2)}$ по формуле (2) на основе данных полученных в п. 1 и п. 3 алгоритма. Внести полученные значения $V_j^{(2)}$ в табл. 1.

5. Продолжить расчет значений $W_i^{(k)}$ для нечетных итераций и $V_j^{(k)}$ – для четных как указано в пп. 3, 4 алгоритма. Расчет проводится до тех пор, пока значения $W_i^{(k)}$ и $V_j^{(k)}$ не примут значения весовых коэффициентов, полученных на предыдущей итерации. Таким образом заполняется табл. 1. Надо отметить, что при проведении расчетов на ПЭВМ величина *K* может быть задана заранее. Как указывается в [4], повтор значений весовых коэффициентов обычно начинается при $k \geq 7$.

6. Дальнейшее заполнение таблицы проводится после проведения расчетов $W_i^{(k)}$ и $V_j^{(k)}$ по формулам (1)–(2), но при этом расчет начинается с нахождения значения $V_j^{(1)}$ при условии, что значения $W_i^{(0)} = 1$, и далее по указанному ранее алгоритму.

7. На основании полученных значений $W_i^{(k)}$ построить ранжированный ряд вариантов технологического оборудования TO_i, $i = \overline{1,n}$.

8. Определить наилучший вариант TO_i. Наилучшим вариантом можно считать тот, для которого $W_o = \max_i W_i^{(k)}$, где W_o – весовой коэффициент *k*-й итерации варианта технологического оборудования, имеющий наибольшее значение.

Проведем расчет технологического оборудования для СТОА по количественным техническим характеристикам с помощью метода спектрального анализа на примере передвижных компрессоров (характеристики взяты на основе данных [15]), основные технические характеристики которых представлены в табл. 2.

Для проведения расчетов была составлена программа с помощью программного продукта Delphi 7. Количество итераций $k = 10$.

Результаты расчетов с помощью разработанной программы представлены на рис. 1, 2.

Таблица 1

Форма записи промежуточных расчетов

V_j / W_i	V_1	…	V_j	…	V_m	$W_i^{(0)}$	$W_i^{(1)}$	$W_i^{(2)}$	$W_i^{(3)}$
W_1	$\tilde{x}_{11}$	…	$\tilde{x}_{1j}$	…	$\tilde{x}_{1m}$	1	$W_1^{(1)}$		$W_1^{(3)}$
…	…	…	…	…	…	…	…	…	…
W_i	$\tilde{x}_{i1}$	…	$\tilde{x}_{ij}$	…	$\tilde{x}_{im}$	1	$W_i^{(1)}$		$W_i^{(3)}$
…	…	…	…	…	…	…	…	…	…
W_n	$\tilde{x}_{i1}$	…	$\tilde{x}_{nj}$	…	$\tilde{x}_{nm}$	1	$W_n^{(1)}$		$W_n^{(3)}$
$V_j^{(0)}$	1	…	1	…	1				
$V_j^{(1)}$		…		…					
$V_j^{(2)}$	$V_1^{(2)}$	…	$V_j^{(2)}$	…	$V_m^{(2)}$				
$V_j^{(3)}$		…		…					
$V_j^{(4)}$	$V_1^{(4)}$	…	$V_j^{(4)}$	…	$V_m^{(4)}$				

Таблица 2

Исходные данные о технических характеристиках компрессоров

№ п/п	Модель	Мощность, кВт	Максимальное давление воздуха, бар	Производительность, л/мин	Объем ресивера, л	Цена, руб
1	Компрессор поршневой Compag RCI-4-270	4	12	730	270	81 960
2	Компрессор поршневой Berg РК-0,67/8-250	5,5	8	670	250	79 890
3	Компрессор поршневой Remeza СБ/С-100.LB30	2,2	10	340	100	53 750
4	Компрессор поршневой АВ-200/510	3	10	510	200	62 720

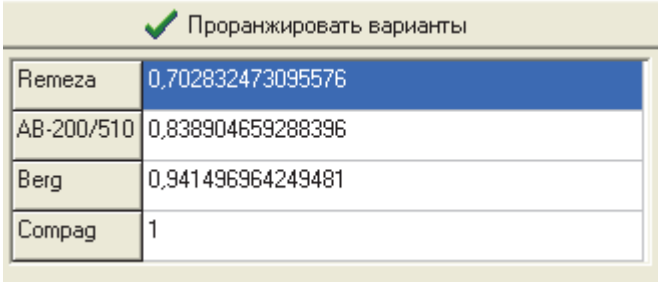


Рис. 1. Результаты ранжирования вариантов компрессоров

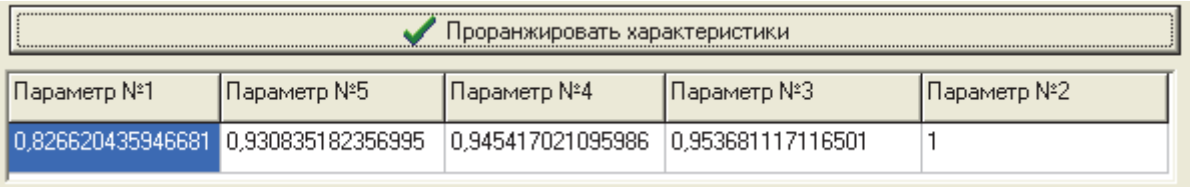


Рис. 2. Результаты ранжирования выбранных характеристик компрессоров

В результате вычислений был получен ранжированный ряд вариантов поршневых компрессоров: вариант 1 (компрессор поршневой Compag RCI-4-270), вариант 2 (компрессор поршневой Berg PK-0,67/8-250), вариант 4 (компрессор поршневой AB-200/510), вариант 3 (компрессор поршневой Remeza СБ/С-100.LB30) (итоговые показатели: 1; 0,89415; 0,8389; 0,7028). Наилучшим среди рассмотренных поршневых компрессоров является компрессор поршневой Compag RCI-4-270. При этом характеристики компрессоров по важности в результате вычислений ранжируются следующим образом: максимальное давление воздуха (параметр № 2), производительность (параметр № 3), объем ресивера (параметр № 4), цена (параметр № 5), мощность (параметр № 1) (итоговые показатели: 1; 0,9537; 0,9454; 0,9308; 0,8266).

При проведении исследований, результаты которых опубликованы в [8, 12], были установлены следующие недостатки и достоинства метода спектрального анализа.

Преимущества метода спектрального анализа заключаются в отсутствии субъективных оценок при выборе исходных данных и расчетах.

К *недостаткам* можно отнести: отсутствие учета важности характеристик и возможность его применения только для характеристик, заданных однозначными количественными показателями.

При проведении расчетов методом спектрального анализа можно заранее задавать важность каждой характеристики и учитывать ее при расчетах. Но в этом случае для задания важности придется привлекать экспертов, т. е. важность характеристик в некоторой степени будет субъективной величиной.

Итак, метод спектрального анализа можно использовать при сравнении по числовым характеристикам вновь создаваемых технических систем, важность характеристик которых еще однозначно не определена, или при сравнении технических систем по количественным характеристикам, когда не требуется определять ранжированный ряд этих характеристик.

Так как технологическое оборудование для СТОА в большинстве случаев задается количественными техническими характеристиками, то предложенная методика выбора технологического оборудования на базе метода спектрального анализа может быть использована для подбора технологического оборудования при проектировании или модернизации СТОА.

Список литературы

1. Типаж и техническая эксплуатация оборудования предприятий автосервиса / В.А. Першин [и др.]. Ростов н/Д, 2008.

2. Малько И.В., Романов П.С. Типаж и эксплуатация технологического оборудования. Коломна, 2015.

3. Романов П.С. Типаж и эксплуатация технологического оборудования. Коломна, 2015.

4. Романов П.С. К выбору рационального комплекта технологического оборудования для передвижных автомобильных ремонтных мастерских // Вестник Коломенского государственного педагогического института. 2008. №1 (5). С. 129–135.

5. Романов П.С. Обоснование выбора рационального комплекта технологического оборудования для передвижных автомобильных ремонтных мастерских в условиях неопределенности // Вестник Коломенского государственного педагогического института. 2009. № 1 (7). С. 91–96.

6. Романов П.С. Методика выбора варианта станции технического обслуживания автомобилей в рыночных условиях // Вестник Московского государственного областного социально-гуманитарного института. 2011. № 11. С. 147–151.

7. Романов П.С. Устройство освещения в станции технического обслуживания автомобилей с использованием энергосберегающих технологий // Вестник Коломенского государственного педагогического института. 2010. № 1 (9). С. 112–118.

8. Кафиев И.Р., Романов П.С., Романова И.П. Сравнительная оценка методов принятия решений по выбору проекта системы освещения для ремонтных мастерских сельскохозяйственных предприятий // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. 2015. № 3 (35). С. 48–52.

9. Романов П.С., Кафиев И.Р., Романова И.П. Методика принятия решения по выбору проекта системы освещения для ремонтных мастерских сельскохозяйственных предприятий // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. № 1 (33). Уфа, 2015. С. 82–90.

10. Романов П.С., Кафиев И.Р., Романова И.П. К вопросу выбора проекта системы освещения для ремонтных мастерских сельскохозяйственных предприятий в условиях неопределенности // Современные проблемы науки и образования в техническом вузе. Уфа, 2015. С. 162–167.

11. Романова И.П., Гусев А.С., Кузнецов В.А. Оценка методов анализа иерархий и спектрального анализа при выборе электропоезда постоянного тока // Комплексные проблемы развития науки, образования и экономики региона. Коломна, 2015. № 1 (6). С. 161–171.

12. Романова И.П., Кузнецов В.А., Гусев А.С. К вопросу оценки некоторых методов выбора модели электропоезда постоянного тока // Акту-

альные направления научных исследований XXI века: теория и практика. Воронеж, 2015. Т. 3. № 5-4 (16-4). С. 174–179.

13. Романова И.П., Гусев А.С., Кузнецов В.А. Выбор электропоезда постоянного тока на основе количественных характеристик // Комплексные проблемы развития науки, образования и экономики региона. М., 2015. № 2 (7). С. 203–214.

14. Кафиев И.Р. Романов П.С., Романова И.П. Сравнение двух методик принятия решений на примере выбора рационального проекта системы освещения для ремонтных мастерских сельскохозяйственных предприятий. URL: http://journal.bsau.ru/numbe3-2015.php

15. www.companyair.ru, aerocompressors.ru, www.technosouz.ru.

УДК 656.075

Е.И. Швеева
Набережночелнинский институт (филиал) Казанского федерального (Приволжского) университета

Роль фирменного автосервиса в повышении конкурентоспособности автопроизводителей

В современных рыночных условиях эффективная организация сервисного обслуживания автомобилей приобретает все большее значение в острой конкурентной борьбе. Конкуренция выступает в качестве движущейся силы, которая интегрирует как запросы потребителей, так и способность производителя обеспечить производство конкурентоспособной продукции и предоставление конкурентоспособных услуг. Поэтому она стала более ощутимой, являющейся дополнительным стимулом для развития и совершенствования сервисного обслуживания автомобилей. В условиях ужесточающейся конкурентной борьбы возрастает роль качества обслуживания потребителей, предоставления гарантийного и послегарантийного обслуживания автомобилей. Нарастающая роль сервисного обслуживания потребителей автомобильной продукции определена следующими объективными направлениями:

1) технический прогресс ускоряет моральное старение автомобилей, что приводит к необходимости проведения принудительной модернизации;

2) усложнение конструкции автомобилей и появление новых технологий приводит к повышению требований по качеству ремонтных работ;

3) изменяются отношения между производителями автомобилей и его потребителями.

© Швеева Е.И., 2016

Наиболее рациональной формой организации технического обслуживания и ремонта автомобилей является дилерская система, в которой используется одноуровневый маркетинговый канал, позволяющий сократить число посредников между автопроизводителем и потребителем, а также осуществляет снабжение предприятий технического сервиса более эффективно. Тем не менее стабильное и устойчивое положение предприятия обеспечивается на рынке не однократным действием по продаже автомобиля, а созданием предпосылок для его покупки в будущем. При этом качество предоставляемого сервисного обслуживания является одним из важнейших условий приобретения автомобиля. Без сервисного обслуживания автомобиль, как и любой товар, теряет свою потребительскую ценность и становится неконкурентоспособным, и, как следствие, отвергается покупателем. Именно сервисное обслуживание является основным и постоянным источником информации, необходимой для создания новых видов продукции и модернизации уже выпускаемых [2]. Поскольку техническое обслуживание автомобиля, а тем более автомобиля иностранного производства связано с определенными трудностями, такими как: необходимость современного оборудования, высококвалифицированный обслуживающий персонал, качественные запасные части и их своевременная доставка, – то возникает потребность в обоснованных методах определения периодичности проведения технического обслуживания автомобилей с учетом специфики эксплуатации в России.

Одним из необходимых условий обеспечения конкурентоспособности предприятия является организация фирменного обслуживания. Фирменное сервисное обслуживание автомобилей представляет собой не только неотъемлемую составную часть их жизненного цикла, но и является важнейшим фактором успешного развития предприятия-изготовителя в ожесточенной конкуренции на отечественном и мировом рынках [1]. Постоянный учет в управлении жизненного цикла автомобилей и сопутствующих сервисных услуг позволяет своевременно и обоснованно корректировать стратегию развития фирменного сервисного обслуживания в соответствии с изменяющимися условиями конкуренции на рынке.

Фирменное сервисное обслуживание автомобилей гарантирует поддержание и сохранение качественных характеристик автомобилей в период их эксплуатации и использования. Состав фирменных сервисных услуг, их качество и цена становятся все более весомым фактором привлекательности той или иной марки (модели) автомобилей. Покупатель, приобретая автомобиль, учитывает не только его качественные характеристики, но и то, как организовано его фирменное сервисное обслуживание [4]. При прочих равных условиях у потребителя большей популярностью и большим спросом пользуются автомобили тех изготовителей, которые имеют более развитую и лучше организованную сеть фирменных сервисных

предприятий. Мировая практика показывает, что организация качественного фирменного обслуживания позволяет сохранить потребительскую ценность автомобиля и его конкурентоспособность [4]. Партнерство компаний с клиентами стало для многих организаций основой успешного развития и ориентация на удержание клиентов. Конкуренция интерпретируется в нескольких аспектах:

- борьба за лучшие условия производства и реализации продукции, купли-продажи товаров;
- особый вид экономического соперничества, в котором при наличии состязательности, одинакового качества и равных шансов у каждой из претендующих сторон верх одерживает более способная и предприимчивая;
- борьба за долю рынка, получение максимальной прибыли или за достижение иных конкретных целей.

Определяющим фактором конкуренции является то, насколько предложение превышает спрос. Доля рынка, уровень прибыли конкретной компании определяется тем, насколько эффективно она противостоит следующим конкурентным силам:

1) проникающим на рынок новым конкурентам, выпускающим подобные товары и услуги;

2) компаниям-конкурентам, уже закрепившимся на отраслевом рынке, воздействию поставщиков (они могут повышать цены на продукцию, снижать ее качество, менять условия поставок, несвоевременно осуществлять их);

3) угрозе со стороны товаров-заменителей (например, в связи с пробками в крупных городах многие автолюбители приобретают мотоциклы);

4) воздействию клиентов (могут оказывать давление с целью снижения цены, требовать более высокого качества обслуживания).

Также еще одним из важных условий продуктивной работы предприятия фирменного автосервиса является клиентоориентированность. Под клиентоориентированностью понимается способность компании создавать дополнительные оборот и прибыль за счет глубокого понимания и удовлетворения потребностей клиентов. Становится актуальным отслеживать изменения потребностей клиентов, уделять внимание повышению ценности услуг и продукта для клиента, в том числе и повышать качество услуг. Ориентация на клиента обязательно должна иметь эффект увеличения доходов компании. Если нет дополнительной прибыли от вложения ресурсов в качественный сервис, нет и клиентоориентированности [4].

Качественный сервис не всегда является признаком клиентоориентированности. Можно достичь высокого качества сервиса (с точки зрения компании), доведенного до автоматизма, но не видеть при этом конкретного клиента. В этом случае приоритетом будут являться стандарты обслуживания. Главное – точность, скорость и производительность. При этом клиент может остаться неудовлетворенным обслуживанием [3, 4]. Поэтому

необходимо создать условия, при которых клиент положительно воспринимает данное предприятие, персонал, с которым он взаимодействует в процессе обслуживания, а также формы и условия предложения услуг, гарантии на них и их стоимость. Правильно выполненный ремонт не означает, что достигнут высокий уровень удовлетворенности клиента. Предприятие автосервиса обслуживает, в первую очередь, клиентов, а не автомобили. Поэтому значительно важнее понять, чего хочет клиент, а уже потом – что неисправно у автомобиля [4].

Если в основе сервисной стратегии предприятия лежит принцип клиентоориентированности, то на практике это должно означать, что, во-первых, потребитель является главным человеком в компании. Во-вторых, каждый сотрудник принимает на себя ответственность за качество обслуживания клиента и повышения степени его лояльности к предприятию.

Таким образом, конкуренция и клиентоориентированность полезны всем участникам на авторынке, начиная от автопроизводителя и заканчивая клиентом – они заставляют внимательно анализировать причины успехов и неудач и принимать меры для улучшения обслуживания потребителей, что положительно сказывается на репутации продаваемых автомобилей.

Список литературы

1. Зайнашева З. Ориентация сервиса на конкурентоспособность // Стандарты и качество. 2004. № 1. С. 66–69.

2. Смирнов В.Г. Развитие сервиса и услуг // Автотранспортное предприятие. 2004. № 6. С. 60–63.

3. Федиско С. Сервисное обслуживание – дополнительные хлопоты или кратчайший путь к сердцу покупателя? // Техномир. 2000. № 2. С. 14–17.

4. Инфраструктура автомобильного транспорта. URL: http://ecouniver.com/3619-avtoservis-infrastruktura-avtomobilnogo-transporta.html.

УДК 629.113

С.В. Хмельницкий
Сибирский федеральный университет

Управление процессами ремонта агрегатов транспортных средств на основе интегральных размерных моделей

Существующая форма организации ремонта агрегатов автомобилей не обеспечивает его качество, что сопровождается значительными затратами на эксплуатацию транспорта. Кроме того, при большом потенциале машиностроительной и научной сфер затраты на ремонт остаются доста-

© Хмельницкий С.В., 2016

точно высокими, что отражается на времени пребывания в ремонте, эффективности использования подвижного состава и в конечном итоге на конкурентных преимуществах предприятий, эксплуатирующих автомобильный транспорт.

Осуществление перевозочной деятельности путем эксплуатации автомобильного транспорта связано с большим потреблением сырьевых, материальных, энергетических, природных и трудовых ресурсов. В общих затратах на перевозки затраты на все виды ремонта, запасные части и материалы составляют в среднем 43 % [1].

По результатам анализа актов постановки подвижного состава на центральных ремонтных мастерских скорой медицинской помощи г. Красноярска установлено, что около 65 % автомобилей поступает в ремонт по причине естественного износа поверхностей деталей коробок передач. Порядка 15 % отказов КПП обусловлены разрушениями рабочих поверхностей деталей, 12 % – деформации деталей. Остальные 8 % подвижного состава поступают в текущий ремонт по причинам внезапных отказов, не зависящих от режима и организации технического обслуживания и ремонта [2].

Таким образом, из большого числа разрушающих процессов, приводящих к отказу деталей, главное внимание необходимо уделить развитию вероятностных методов оценки ресурса, связанных с износом, поскольку решение этой проблемы позволяет подойти к решению задач по снижению разного рода производственных ресурсов для самих предприятий, производителей техники и ее владельцев.

Решение задач по повышению экономической эффективности невозможно без внедрения новых научных перспективных разработок. В настоящее разработан инструментарий в виде методики сокращения производственных издержек предприятий, основанный на анализе размерных характеристик деталей агрегатов и их взаимном сопряжении. Укрупненная структурная схема такой методики представлена на рис. 1.

Снизить материальные затраты на эксплуатацию агрегата возможно, подобрав оптимальный состав технических воздействий, соответствующих его фактическому техническому состоянию, поскольку разные составы технических воздействий в разной степени отражаются на суммарных удельных затратах при эксплуатации агрегата. Первичной информацией, необходимой для функционирования методики назначения оптимального состава ремонтных технических воздействий, является величина износа агрегата или показатель фактического технического состояния агрегата в момент принятия решения.

Именно количественная оценка фактического состояния агрегата в целом может служить характеристикой в выборе вида ремонтных технических воздействий. При этом основную роль обобщенного параметра, ха-

рактеризующего потенциальную работоспособность агрегата, выполняет величина остаточной точности размерных параметров, распределенных по интегральной размерной модели [3].

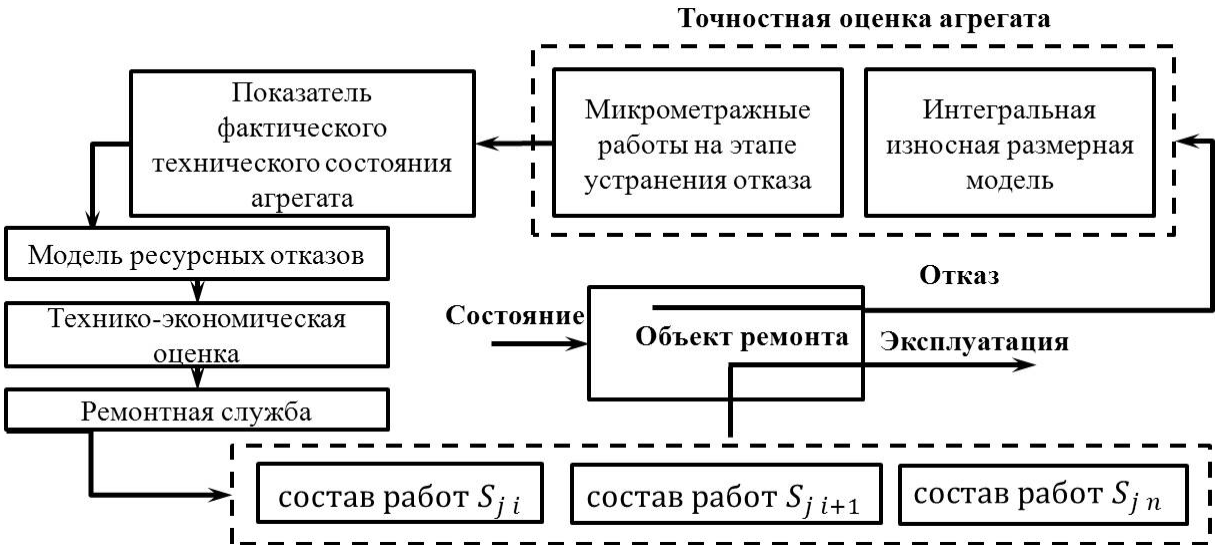


Рис. 1. Структурная схема методики управления процессами ремонта агрегатов транспортных средств

В общем случае размерные параметры агрегата являются составляющими общего износа и в период дальнейшего изменения функции изнашивания становятся ее постоянными членами. При проведении ремонтных работ в агрегате отказавшие детали заменяются на новые или восстановленные, которые по мере использования также подвергаются изнашиванию в дальнейший период эксплуатации.

Учитывая описанные соображения, общую изношенность агрегата предлагается оценивать коэффициентом интегральной остаточной точности Δ_{Σ}:

$$\Delta_{\Sigma}= \sum_{i=1}^{n} \mu_{\text{i}} \cdot (1 - \frac{R_{ti} - R_{vi}}{R_{pi} - R_{vi}}), \quad (1)$$

где n – количество размерных параметров агрегата, которые подлежат измерению в момент оценки изношенности, ед.; μ_i – коэффициент, характеризующий весомость размерного параметра по его средней наработке до отказа; R_{ti} – текущее (фактическое) значение -го размерного параметра, мм; R_{vi} – значение i-го размерного параметра, соответствующее верхнему (для деталей типа «вал») отклонению ES поля допуска, мм; R_{pi} – предельное значение i-го размерного параметра, соответствующее нижнему отклонению EI поля допуска, мм.

Теоретические предпосылки методики определения оптимального состава ремонтных воздействий (рис. 1) базируются на основных положениях теории старения и восстановления автомобилей, включая как обобщение трудов ряда ведущих ученых в области поддержания работоспособности автомобилей, так и результаты, полученные автором.

При решении поставленной в исследовании задачи за критерий эффективности принят минимум издержек $C_{\min}$ на эксплуатацию агрегата в моделируемый интервал наработки.

В процессе назначения видов технических воздействий определяются такие численные значения коэффициента интегральной остаточной точности $\Delta_{\sum}$, размерных параметров, использование значений которых в качестве управляющих содержанием ремонтных технических воздействий приводит к минимальным издержкам на эксплуатацию агрегата:

$$C_{\text{сумм}} \xrightarrow{\Delta\Sigma} \min \sum_{i=1}^{n} \Delta C_i \qquad (2)$$

Задача назначения вида технических воздействий сводится к минимизации целевой функции суммарных удельных затрат на эксплуатацию агрегата за период с начала момента выполнения очередного вида технического воздействия до заданной наработки, в интервале которой рассчитываются затраты. С учетом этого правая часть уравнения (1) запишется в виде:

$$\sum_{i=1}^{n} \Delta C_i = \left(M_{S_j} + \sum_{i=1}^{n} \Delta U_i \right) \Big/ L_{0\max} \to \min , \qquad (3)$$

где ΔC_i – суммарные удельные затраты на ремонт агрегата, руб./км; M – стоимость S_j-го состава ремонтных работ, соответствующего выбранному виду технического воздействия; $L_{0\,max}$ – ресурс агрегата, соответствующий интервалу моделирования, в котором определяются численные значения ΔC_i; ΔU_i – издержки, связанные с устранением внезапных отказов после назначения вида технического воздействия за наработку $L_{0\,\max}$.

Расчет суммарных удельных затрат на эксплуатацию производится путем моделирования жизненного цикла агрегата исходя из назначенного состава технического воздействия S_j. Каждый состав технического воздействия характеризуется объемом проводимых ремонтных работ. Здесь рассмотрены два основных состава технических воздействий: S_1 – устранение всех отказов производится посредством текущих ремонтов; S_2 – в моменты отказов агрегата производятся текущие ремонты в комплексе с попутной заменой деталей, лимитирующих ресурс.

Следующим подблоком в укрупненной структуре механизма подхода назначения оптимального состава ремонтных работ выступает механизм мо-

дели ресурсных отказов агрегата. Эта модель служит для получения информации об интервалах наработки, в которых формируются отказы и затраты, что, в свою очередь, позволяет оценить эффективность предложенных составов ремонтных технических воздействий по технико-экономическому критерию.

Разберем функционирование модели ресурсных отказов. Процесс изнашивания поверхностей сопряженных и динамически нагруженных деталей большинства агрегатов автомобилей даже при установившихся режимах эксплуатации носит не линейный характер, а приближен в большинстве случаев к экспоненциальной зависимости. То есть процесс изнашивания характеризуется функцией:

$$Y = a \cdot e^{bL} + c, \tag{4}$$

где Y– расчетное значение размерного параметра; e – основание натурального логарифма; L – наработка агрегата; a, b, c – коэффициенты регрессионной зависимости, определяющие характер и степень изменения размера.

В разработанной модели такой процесс изнашивания описывается через аппроксимирующую функцию по условию:

$$E(a, b, c) = \sum_{i=1}^{n} \left(y_i - \left(a e^{bL_i} + c \right) \right)^2 \to \min, \tag{5}$$

где y_i – эмпирическое значение размерного параметра, определенное при соответствующей наработке.

Зная предельное значение размерного параметра и коэффициенты нелинейных регрессионных зависимостей, выявленные на этапе проведения экспериментальных исследований, можно определить момент наступления такого состояния, при котором наблюдается отказ детали или агрегата в целом.

Имея случайную выборку $x^m = (x_1, \ldots, x_m)$ из генеральной совокупности $\{x\}$ независимых, одинаково распределенных случайных величин коэффициентов a, b, c, полученных в ходе экспериментальных исследований, с помощью средств математического моделирования случайных величин [4] определяется массив значения этих коэффициентов. Нужно отметить, что группы этих коэффициентов присущи определенному структурному и функциональному параметру, то есть имеют определенную принадлежность к изучаемым функциональным зависимостям изнашивания поверхностей P_i.

По окончании процесса моделирования коэффициентов искомой аппроксимирующей функции изнашивания определяется массив теоретических зависимостей изнашивания для всех структурных и функциональных элементов агрегата.

Выполнив процедуру синтезирования массива зависимостей N раз, получают совокупность функциональных зависимостей, дающих полное описание всех подконтрольных агрегатов по критерию износов y_i размерных параметров X_i от величины наработки L_i.

Зная предельные значения размерных параметров $y_{iпред}$ и эмпирические коэффициенты функции изнашивания, определяется наработка на момент отказа агрегата по причине достижения предельного значения размерным параметром:

$$L_{i\ (\text{отказ})} = \frac{Ln\left(y_{i\,\text{пред}} - c\right) - Ln(a)}{b}, \qquad (6)$$

где $L_{i(\text{отказ})}$ – наработка на момент отказа; $y_{i\ \text{пред}}$ – предельное значение размерного параметра функционального элемента; a, b, c – эмпирические коэффициенты.

Таким образом, на основе ранее предложенных теоретических положений была описана разработанная методика назначения технических воздействий оптимального состава. Интегрирование в разработанную методику информации об износах размерных параметрах деталей на величину наработки, а также структурную составляющую дает возможность научно обоснованно подходить и к решению ряда смежных научно-прикладных и производственных задач.

Список литературы

1. Воронова Е. Гарантия качества // Правильный автосервис. 2012. № 3. С. 22–24

2. Катаргин В.Н., Писарев И.С., Хмельницкий С.В. Методика проведения экспериментальных исследований в задачах оценки уровня надежности агрегатов транспортно-технологических машин // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе: в 2 т. Пермь, 2012. Т. 1. С. 21–29.

3. Катаргин В.Н., Камольцева А.В., Хмельницкий С.В. Интегральные размерные модели как основа процессов ремонта агрегатов АТС // Автомобильная промышленность. 2014. № 8. С. 23–26.

4. Мышкис А.Д. Элементы теории математических моделей. М., 2007.

УДК 629.3.027.3

А.И. Федотов, Н.Ю. Кузнецов, А.В. Лысенко, Д.А. Тихов-Тинников

Иркутский национальный исследовательский технический университет

Измерительный комплекс для контроля технического состояния подвески в дорожных условиях

Автомобиль был и остается одним из самых опасных транспортных средств современности. Только за три дня на автодорогах нашей страны гибнет людей больше, чем в течение года на всех других видах транспорта.

© Федотов А.И., Кузнецов Н.Ю., Лысенко А.В., Тихов-Тинников Д.А., 2016

При этом большая часть дорожно-транспортных происшествий сопровождается потерей устойчивости и управляемости автомобилей вследствие потери бокового сцепления. В свою очередь, как продольное, так и боковое сцепление колес во многом зависит от стабильности их контакта с дорогой, которая обеспечивается работой амортизаторов и элементов подвески [1].

На данный момент для анализа информации о техническом состоянии подвески АТС существует множество методов и средств диагностирования. Одним из наиболее прогрессивных направлений контроля технического состояния подвески автомобилей является применение для этих целей вибростендов. Однако, анализируя стендовые методы технического контроля подвески, можно сделать вывод, что они не оценивают качество сцепления шин автомобиля с дорогой [2].

Стремление ученых и конструкторов создать эффективные дорожные методы контроля амортизаторов вступает в противоречие с недостатком знаний о закономерностях влияния их технического состояния на стабильность пятна контакта и величину бокового сцепления колес. В связи с вышеизложенным, задача повышения активной безопасности автомобилей, на основе дорожного метода контроля технического состояния амортизаторов, учитывающего стабильность пятна контакта и величину бокового сцепления колес, актуальна и имеет важное народнохозяйственное значение [3].

Ученые Иркутского национального исследовательского технического университета совместно с учеными Восточного Сибирского государственного университета приняли решение – контроль технического состояния подвески с позиции влияния на устойчивость автомобиля необходимо проводить на ровном, горизонтальном участке (рис. 1) с покрытием, обеспечивающим заданный коэффициент сцепления φ.

В процессе контроля автомобиль разгоняют до заданной скорости V и с этой скоростью проезжают весь круговой участок. В центре (либо в конце) участка автомобиль переезжает единичное препятствие (брусок размером 50 × 50 мм), которое возбуждает в подвеске затухающие колебания. Амплитуда колебаний в подвеске зависит от технического состояния элементов подвески (амортизаторов, сайлент-блоков) и влияет на стабильность пятен контакта колес с дорогой. Непрерывное действие на автомобиль центробежной силы вызовет его отклонение от заданной траектории тем сильнее, чем хуже техническое состояние подвески. Потому в процессе переезда колес через единичное препятствие выполняется контроль параметров устойчивости движения автомобиля по окружности [3].

Контролируемыми параметрами, позволяющими весьма информативно оценивать устойчивость автомобиля при переезде через единичное препятствие, могут быть характеристики изменения углов поворота, крена и деферента автомобиля.

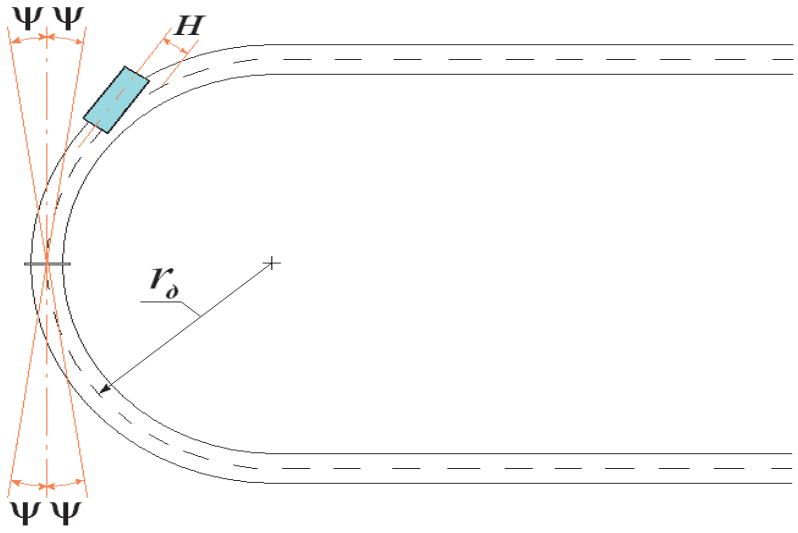


Рис. 1. Схема площадки для контроля технического состояния подвески автомобиля

Система измерения углов поворота, крена и деферента автомобиля выполнена на базе авиационных гироскопических приборов ЦГВ-4К и Г-3М, которые были использованы в измерительном комплексе для диагностирования пневматического тормозного привода [4, 5]. Гирокомпас Г-3М преобразует угол поворота автомобиля относительно его вертикальной оси в напряжение (при помощи потенциометра и датчика-сельсина), которое поступает на вход АЦП. Блок-схема измерительного комплекса изображена на рис. 2.

Центральная гировертикаль ЦГВ-4К осуществляет преобразование углов крена и деферента в аналоговые сигналы, которые подаются на вход АЦП.

С целью начальной ориентации гироскопа Г-3М в комплексе установлено корректирующее устройство.

Переменное напряжение для питания гироскопических приборов 36 В 400 Гц, вырабатывается преобразователем ПТ-125Ц, использующим энергию аккумуляторных батарей 24 В. Полного заряда аккумуляторных батарей хватает на 4 часа работы измерительного комплекса.

Питание (+5В) потенциометров гироскопов подается через USB-порт компьютера (Notebook). Общий вид компьютерного измерительного комплекса изображен на рис. 3.

Для регистрации записи сигнала в виде графиков применяется модуль аналого-цифрового преобразования ZET 210 и программное обеспечение ZETLAB, позволяющее работать компьютеру в режиме 16-канального осциллографа.

Метрологические показатели измерительного комплекса представлены в табл. 1.

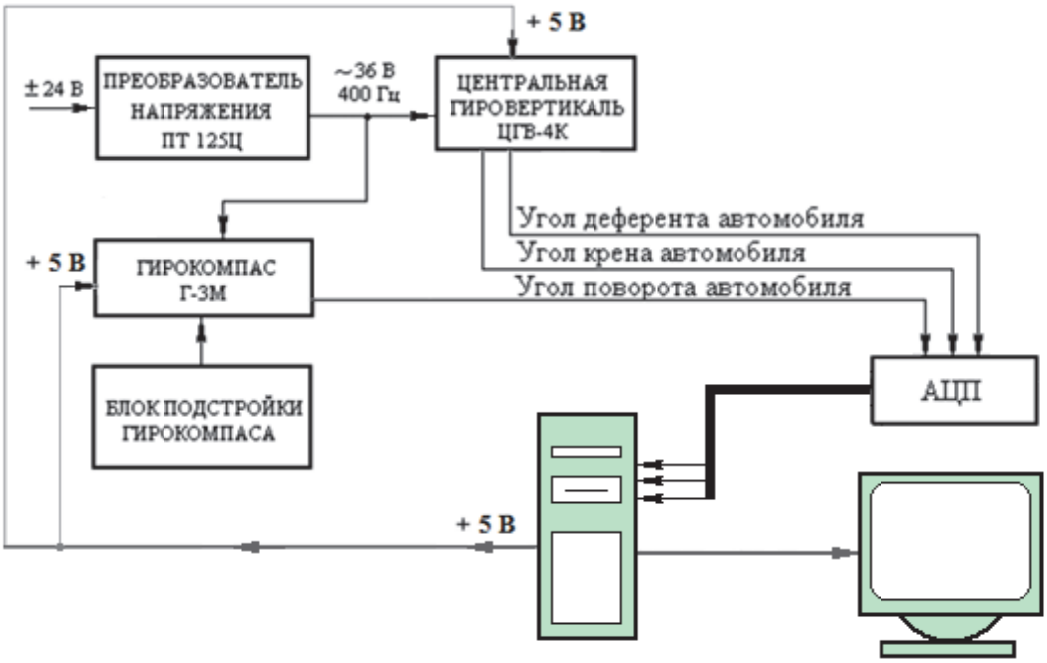


Рис. 2. Блок-схема измерительного комплекса

Рис. 3. Внешний вид компьютерного измерительного комплекса: 1 – преобразователь напряжения ПТ-125Ц; 2 – центральная гировертикаль ЦГВ-4К; 3 – гирокомпас Г-3М; 4 – аналого-цифровой преобразователь ZET 210; Компьютер Notebook

Для проверки способности разработанного комплекса выполнять контроль устойчивости АТС в движении были выполнены экспериментальные заезды автомобиля Ford Focus по окружности радиусом 8 м со скоростью 40 км/ч с поворотом на 180^{o} (без препятствия).

Таблица 1

Метрологические показатели измерительного комплекса

№ п/п	Измеряемый параметр	Тип (марка) измерительного прибора, преобразователя	Пределы измерения	Погрешность измерения
1	Угол деферента автомобиля (град.)	ЦГВ-4К	от –20 до +20	3 %
2	Угол крена автомобиля (град.)	ЦГВ-4К	от –20 до +20	3 %
3	Угол поворота автомобиля (град.)	Г-3М	от 0 до 180	1,5 %
4	Время (с)	АЦП, Note Book	–	0,01 %

В процессе движения по окружности выполняли измерения углов поворота, крена и деферента автомобиля. Осциллограмма заезда автомобиля Ford Focus по окружности представлена на рис. 4.

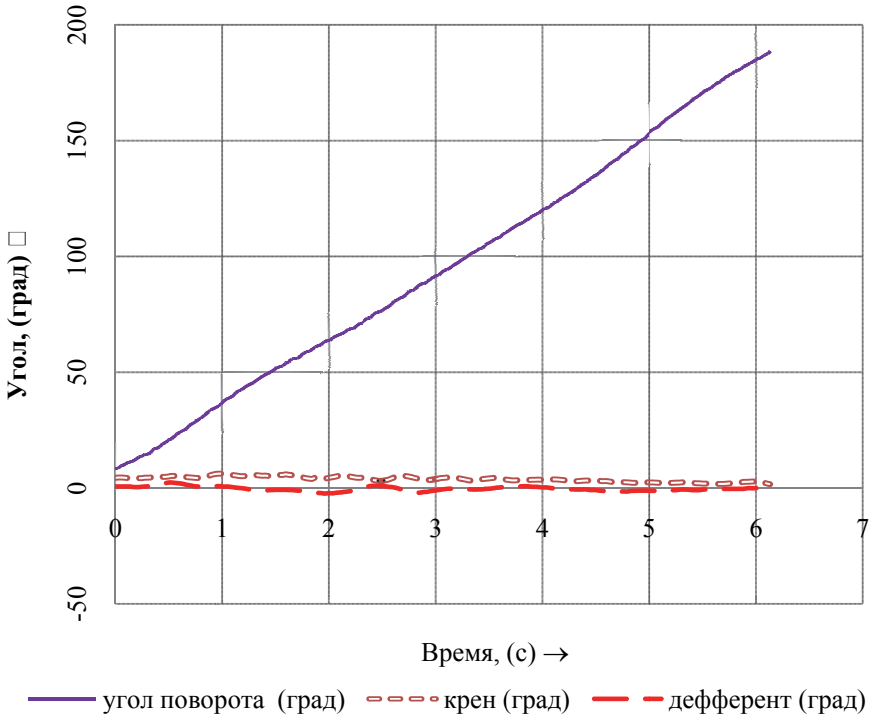


Рис. 4. Осциллограмма заезда автомобиля Ford Focus по окружности радиусом 8 м со скоростью 40 км/ч с поворотом на 180 град. (без препятствия)

Представленная на рис. 4 осциллограмма процесса движения автомобиля Ford Focus по окружности убедительно показывает способность разработанного измерительного гироскопического комплекса выполнять контроль устойчивости АТС в движении с достаточной для экспериментальных исследований точностью. В дальнейшем планируется использова-

ние данного комплекса для диагностирования элементов подвески в дорожных условиях методом движения автомобиля по окружности с переездом его колес через единичную неровность.

Список литературы

1. Гуревич Л.В., Меламуд Р.А. Тормозное управление автомобиля. М., 1976.

2. Нгуен В.Н., Федотов А.И. Математическая модель процесса изменения нормальной реакции колеса диагностируемой оси автомобиля на вибростендах // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2012. Т. 68. № 9. С. 163–168.

3. Федотов А.И., Лысенко А.В., Тихов-Тинников Д.А. // Контроль технического состояния подвески автомобилей в условиях эксплуатации методом движения по окружности // Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера: конструкция, эксплуатация, экономика. Иркутск, 2015. С. 232–238.

4. Федотов А.И. Диагностика пневматического тормозного привода автомобилей на основе компьютерных технологий: дисс. … д-ра техн. наук. Иркутск, 1999

5. Федотов А.И. Динамический метод диагностики пневматического тормозного привода автомобиля в условиях эксплуатации. Иркутск, 2015.

УДК 621.891

А.И. Грушевский, А.М. Асхабов, А.С. Кашура, А.В. Горбанева
Сибирский федеральный университет

Причины полирования деталей двигателя в процессе эксплуатации

Долговечность автомобильных двигателей внутреннего сгорания в первую очередь зависит от интенсивности изнашивания цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма.

К основным причинам, вызывающим интенсивный износ сопряжений деталей в перечисленных узлах трения, относят:

- коррозионно-механическое изнашивание цилиндропоршневой группы, возникающее в результате пониженных температурных режимов двигателя;
- в пределах половины случаев износ вызывают абразивные частицы (абразивный износ), которые поступают к поверхностям сопряженных деталей с воздухом, маслом и топливом.

Снижения коррозионно-механического изнашивания добиваются путем автоматического регулирования температурного режима двигателя

© Грушевский А.И., Асхабов А.М., Кашура А.С., Горбанева А.В., 2016

(в пределах 90–100 °С), а также введения в состав моторных масел антикоррозионных присадок. Уменьшение абразивного износа достигается путем установки в системах подачи воздуха, топлива и систем смазки воздушных, топливных и масляных фильтров в виде фильтровальной перегородки, гравитационных, электростатических, магнитных и др. Совершенствование очистки воздуха, топлива и масла в системах двигателей, а также значительное повышение качества моторных масел, увеличение ресурса их работы позволили значительно снизить интенсивность абразивного износа деталей двигателей.

Однако опыт эксплуатации как отечественных, так и зарубежных марок автомобилей показывает, что появился новый вид износа – полирование сопряженных поверхностей. В процессе полирования с поверхностей сопряженных пар трения удаляются тончайшие защитные пленки, тем самым поверхность теряет способность адсорбировать поверхностно-активные соединения, содержащиеся в масле. При этом масло на полированной поверхности не удерживается и ухудшаются условия смазки в узле трения, что ведет к схватыванию и задирам сопряженных пар, к залипанию коленчатого вала и в конечном итоге – к аварийному износу цилиндро-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма двигателя. На рис. 1–3 показаны снимки полировальных деталей двигателей DEUTZ и HYUNDAI.

В отдельных литературных источниках отмечается, что полирование поверхностей сопряженных пар, образование полировальной пасты и процесс полирования в двигателях происходит автоматически в зависимости от режима работы двигателя и наличия в масле соответствующих компонентов. К ним относятся скоагулировавшиеся продукты старения масла и мельчайшие абразивные частицы, содержащиеся в масле.

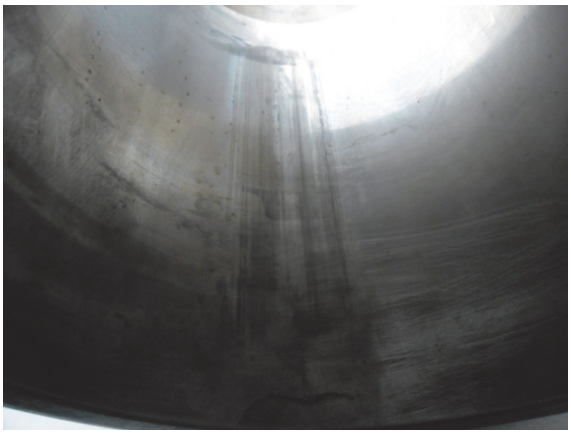


Рис. 1. Гильза цилиндра двигателя DEUTZ с полированным участком

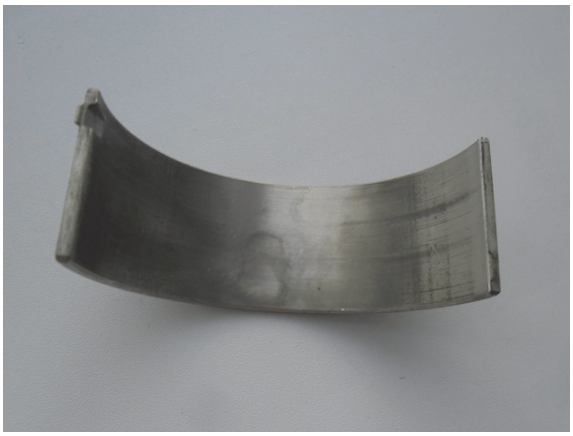


Рис. 2. Подшипник скольжения двигателя DEUTZ с полированным участком

Рис. 3. Поршень двигателя HYUNDAI, подвергшийся задиру в результате полирования гильзы цилиндра

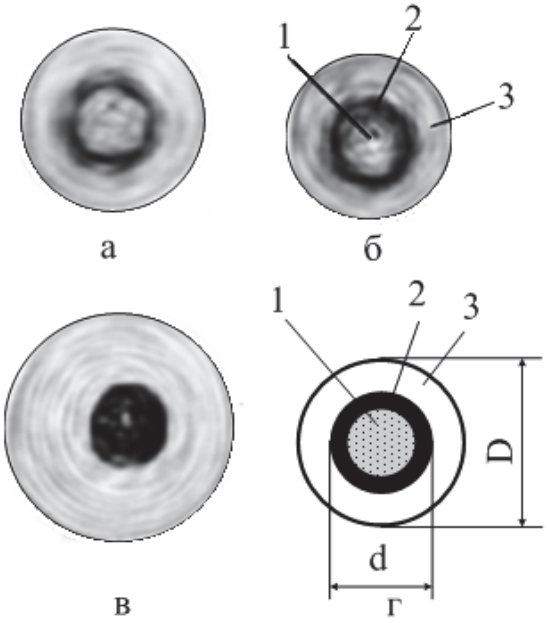


Рис. 4. Экспресс-метод определения старения масла (метод капельной пробы): *а* – масло после 20 мин работы в двигателе; *б* – после 120 ч; *в* – после 480 ч (необходима замена); *г* – расчетная схема: *1* – центральное ядро; *2* – кольцевая зона; *3* – зона диффузии

Содержание продуктов старения зависит от соблюдения периодичности замены масла и может контролироваться экспресс-методом по масляному пятну или щелочному и кислотному числу работающего масла [1], что представлено на рис. 4 и 5.

При этом щелочное число масла не должно быть ниже 0,5 единицы от щелочного числа свежего масла. Щелочное число поддерживает моюще-диспергирующие свойства, предотвращает возможность накопления продуктов старения в работающем масле, тем самым снижает возможность возникновения полировального эффекта сопряженных деталей.

Гораздо сложнее обстоит дело с возможностью контроля по содержанию абразивных частиц в зоне трения сопряженных деталей. В первую очередь значительное количество абразивных частиц размером от 1 до 5 мкм

поступает с воздухом, и это несмотря на высокий коэффициент очистки (близкий к 100 %) современных воздухоочистителей двигателей.

Абразивные частицы, поступающие с воздухом, имеют различный минеральный состав и размеры, а также высокую твердость (от 1100 до 1200 кг/мм^2), в основном это окись кремния SiO_2, алюминия Al_2O_3 и др. По дисперсному составу запыленность воздуха, поступающего в воздухоочистители, находится в пределах от 1 до 100 мкм, определяется в г/м^3 или мг/м^3, зависит от условий эксплуатации и может достигать 200 г/м^3. Воздухоочистители способны удалять абразивные частицы размером от 3–5 мкм и выше, а тонкодисперсные частицы (в пределах от 1 до 3 мкм), прошедшие через воздухоочиститель, осаждаются на поверхностях деталей и участвуют в создании полировальных компонентов.

Требования к дисперсному составу абразивных частиц, содержащихся в топливах и моторных маслах, определяются в соответствии с ГОСТ 17216–2001 «Промышленная чистота. Классы чистоты жидкостей» [2]. По данному стандарту нефтепродукты, применяемые при эксплуатации машин, делятся на 19 классов чистоты в зависимости от размера частиц загрязнений и их содержания по массе (табл. 1).

Согласно требованиям классов чистоты к нефтепродуктам или содержанию в них абразивных частиц, их разделяют на определенные дисперсные системы, что представлено на рис. 6.

Такое деление позволяет выбирать область требуемой очистки соответствующих нефтепродуктов от абразивных частиц.

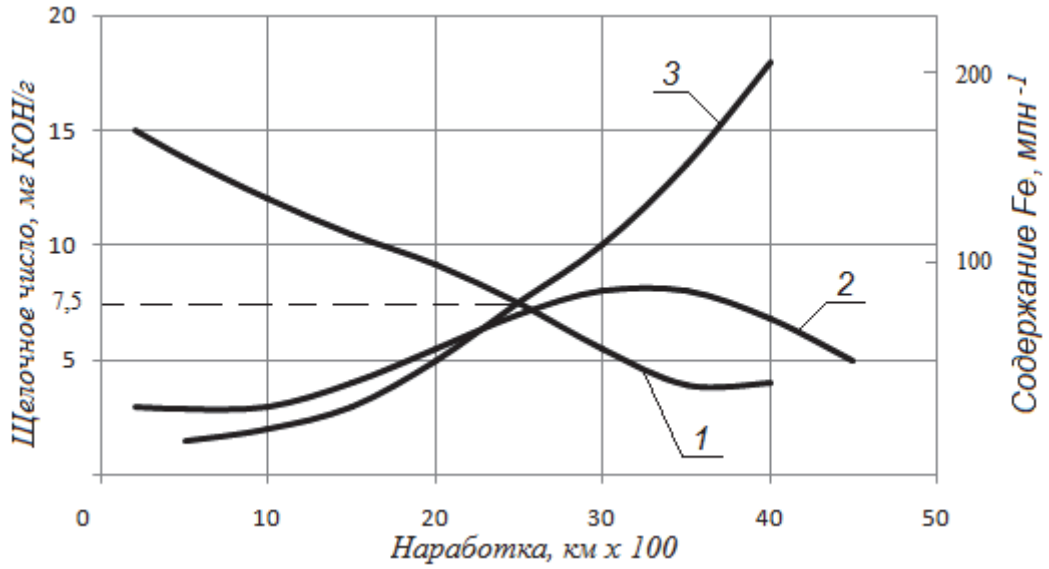


Рис. 5. Зависимость щелочного и кислотного чисел масла и содержания в нем железа от наработки двигателя (масло типа SHPD): *1* – щелочное число; *2* – кислотное число; *3* – содержание железа

Таблица 1

Классы чистоты нефтепродуктов и требования к чистоте со стороны ДВС

Класс чистоты		Число частиц загрязнений в объеме жидкости 100 ± 0,5 $см^3$ (не более) при размере частиц, мкм									Содержание загрязнений, % (масс.), не более
		от 0,5 до 1	свыше 1 до 2	свыше 2 до 5	свыше 5 до 10	свыше 10 до 25	свыше 25 до 50	свыше 50 до 100	свыше 100 до 200	волокна	
		Тонкодисперсные системы		Грубодисперсные системы							
Дизельное топливо (требуемые показатели)	00	800	400	32	8	4	1	Отсутствие	А. О.	А. О.	
	0	1600	800	63	16	8	2				
	1		1600	125	32	16	3				
	2			250	63	32	4	1	Отсутствие	Отсутствие	Не нормируется
Бензин Моторное масло (требуемые показатели)	3				125	63	8	2			
	4				250	125	12	3			
	5				500	250	25	4	1		
	6				1000	500	50	6	2	1	0,0002
	7				2000	1000	100	12	4	2	0,0002
	8				4000	2000	200	25	6	3	0,0004
	9				8000	4000	400	50	12	4	0,0006
	10				16 000	8000	800	100	25	5	0,0008
	11				31 500	16 000	1600	200	50	10	0,0016
	12				63 000	31 500	3150	400	100	20	0,0032

Содержание абразива в эксплуатационных материалах при заправке	13					63 000	6300	800	200	40	0,005
	14					125 000	12 500	1600	400	80	0,008
	15						25 000	3150	800	160	0,016
	16						50 000	6300	1600	315	0,032
	17							12 500	3150	630	0,063

П р и м е ч а н и е: 1. «Отсутствие» означает, что при взятии одной пробы жидкости частицы заданного размера не обнаружены или при взятии нескольких проб общее число обнаруженных частиц меньше числа взятых проб. 2. А. О. – абсолютное отсутствие частиц загрязнений.

Детали топливных, масляных и гидравлических систем машин и механизмов, применяемых на транспорте, также обрабатывают по определенным классам чистоты при изготовлении. Зазоры в трущихся парах бывают различными, например топливные насосы высокого давления дизелей имеют зазоры в прецизионной паре плунжер–втулка от 1,5 до 4,5 мкм в зависимости от диаметра плунжера.

Для обеспечения нормальной работы трущихся пар к их рабочим средам (топливу, маслам и др. специальным жидкостям) предъявляются соответствующие требования по чистоте. Считается, что рабочая среда не должна содержать частиц загрязнений с размером большим, чем зазор в прецизионной паре. Таким образом, к одной и той же рабочей среде могут быть предъявлены различные требования по чистоте, что неудобно и сложно в выполнении.

На самом деле для обеспечения нормальной работы топливных насосов высокого давления необходимо либо во всех случаях очищать топливо от частиц размером 1,5 мкм, что потребует больших энергозатрат, либо иметь различные очистители, что также экономически невыгодно [3]. На этом основании очистка дизельного топлива производится с тонкостью до 3 мкм, бензинов и моторных масел до 10 мкм.

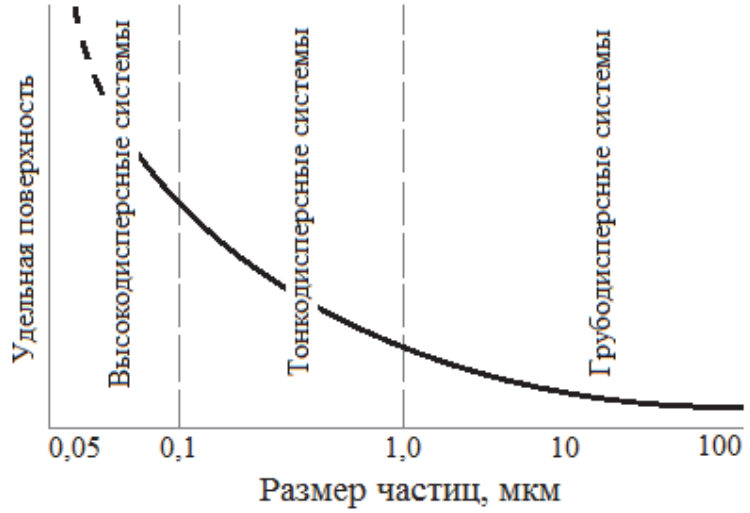


Рис. 6. Зависимость удельной межфазной поверхности дисперсных систем от размера частиц

На рис. 7 представлен график содержания абразивных частиц в бензине из бака автомобиля и после фильтра тонкой очистки. Заштрихованная часть – объем абразивных частиц, поступающих к сопряженным поверхностям. Подобные зависимости наблюдаются при очистке дизельного топлива в системе питания и очистке масла в системе смазки двигателя.

Таким образом, топливные и масляные фильтры, согласно классификации чистоты нефтепродуктов и дисперсных систем, работают в области

грубодисперсных систем по очистке дизельного топлива до 3 мкм, бензина и масла до 10 мкм. Все абразивные частицы, входящие в состав тонкодисперсной системы и значительной части грубодисперсной системы (табл. 1, рис. 6 и 7), а также поступающие с воздухом, в конечном итоге накапливаются в масле и создают эффект полирования сопряженных поверхностей.

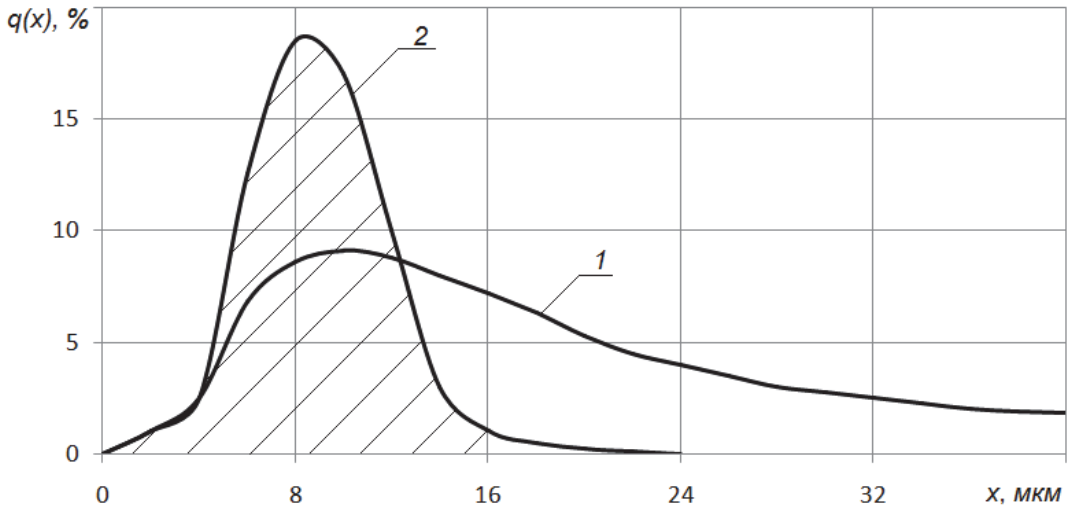


Рис. 7. Зависимость размера абразивных частиц от общего объема загрязнений: *1* – в топливном баке автомобиля; *2* – после фильтра тонкой очистки топлива

Произведенный анализ имеющихся сведений по эффекту полирования, классам чистоты эксплуатационных материалов, способам очистки от абразивных частиц позволяет сделать следующие выводы:

1. Необходимо выполнять более глубокие исследования по изучению эффекта полирования сопряженных деталей и последствиям этого эффекта для двигателей.

2. Применение долгоработающих масел приводит к увеличению тонкодисперсной и некоторой части грубодисперсной системы абразивных частиц, что интенсифицирует процесс полирования.

3. В качестве мероприятий, исключающих явление полирования, можно рекомендовать контроль за качеством работающего масла и его своевременную замену по результатам контроля.

Список литературы

1. Микутенок Ю.А., Шкаренко В.А., Резников В.Д. Смазочные системы дизелей. Л., 1986.

2. ГОСТ 17216–2001. Промышленная чистота. Классы чистоты жидкостей. Минск, 2002.

3. Рыбаков К.В., Карпекина Т.П. Повышение чистоты нефтепродуктов. М., 1986.

УДК 620.162.4
А.С. Харитонов, Н.Н. Трушин
Тульский государственный университет

Метод динамических испытаний элементов машин на основе эффекта электрогидравлического удара

Основной задачей в машиностроении всегда было повышение эксплуатационных характеристик деталей, подвергающихся высокой нагрузке при работе. Такими элементами транспортных и технологических машин служат гильзы гидроцилиндров, клапаны регулирующие и запорные, элементы топливной системы двигателей и др. На перечисленные объекты машин при эксплуатации воздействуют внутренние нагрузки жидкостей или газов. При несоблюдении прочности изготовления этих элементов уменьшается время эксплуатации машин в целом, а также возрастает риск снижения безопасности работы на этих машинах. Контролируют выполнение требуемой прочности элемента машины путем серии различных испытаний.

Наиболее известным методом является статическое испытание изделий машиностроения на прочность. В ходе данного испытания изделия подвергаются нагрузке нормативным гидравлическим давлением и выдержке этого давления фиксированное время. Во время испытания изделия визуально проверяют на деформации и возможные протекания специально подготовленной жидкости для испытания. Вместо воды используют калий двухромовоскислый, чтобы избежать возможной коррозии в процессе испытаний [1].

Зачастую нагрузка не всегда равномерно распределяется по рабочему элементу, что ставит под вопрос достоверность испытаний, проводимых статическим методом, применяемым для испытания изделий, подвергающихся изменяющейся нагрузке. Альтернативным методом служит динамическое испытание элементов машин на прочность. Динамический метод значительно достовернее описывает реальные условия эксплуатации этих элементов.

Этот метод можно реализовать на основе электрогидравлического эффекта (ЭГЭ), который был изучен и сформулирован Л.А. Юткиным. Особенностью ЭГЭ является преобразование электрической энергии в механическую без применения каких-либо других механических звеньев, тем самым обеспечивается высокий уровень коэффициента полезного действия (КПД). Эффект достигается путем прохождения импульсного электрического разряда через жидкость, находящуюся в открытой или закрытой ем-

© Харитонов А.С., Трушин Н.Н., 2016

кости. Длительность электрического импульса, которая измеряется в микросекундах, и высокий фронт этого импульса обеспечивает резкое и значительное возрастание давления в жидкости. Выдерживая оптимальную частоту и амплитуду импульсов, можно достигать требуемого оптимального давления для испытаний элементов [2–4].

На функциональной схеме (рис. 1) изображены модули установки для данного метода испытаний. С помощью персонального компьютера можно отслеживать и управлять процессом испытаний на каждом этапе. Модуль управления отвечает за включение и выключение насосной установки в модуле подачи жидкости со всеми соответствующими клапанами, генератора импульсов в модуле обеспечения электрических импульсов, систем сигнализации и защиты в модуль испытаний. Датчик давления считывает показания во время испытания и в режиме реального времени передает его на персональный компьютер, также установлена видеокамера для возможности отслеживания состояния испытуемого изделия во время испытания.

Метод динамических испытаний на основе электрогидравлического эффекта сократит время испытаний по сравнению со статическими испытаниями, уменьшит количество энергозатрат, избавит от визуальной и субъективной оценки состояния изделия во время испытания, приблизит испытания к реальным условиям эксплуатации контролируемой продукции по сравнению с реальными условиями эксплуатации различных элементов машин.

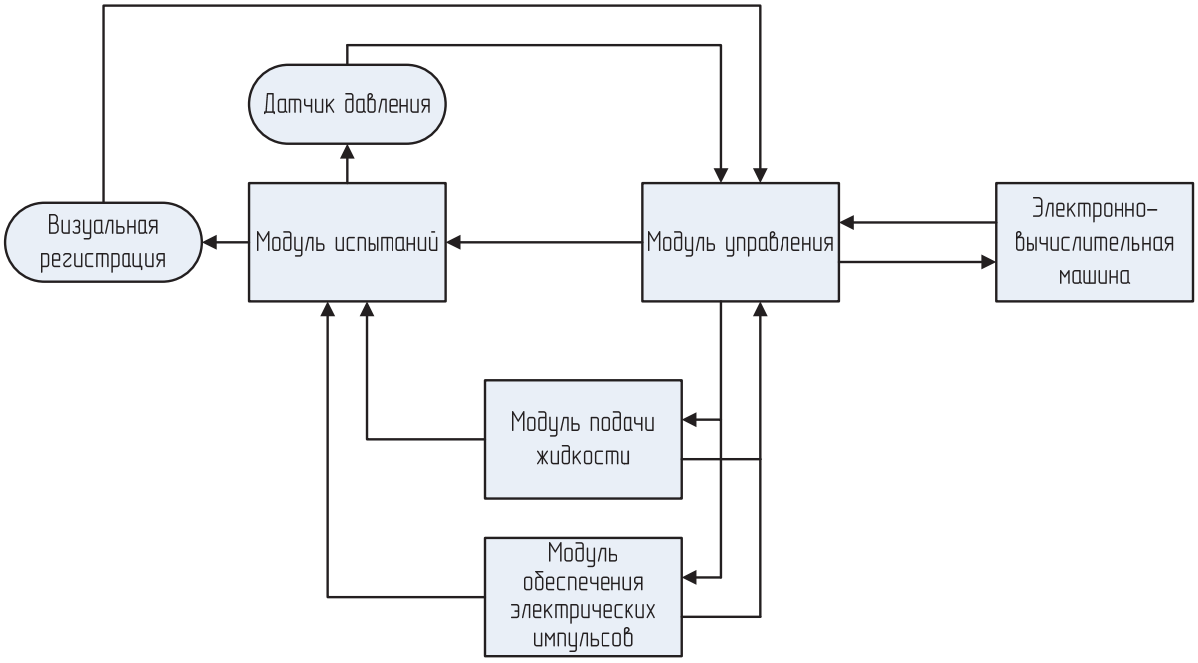


Рис. 1. Функциональная схема установки для проведения динамических испытаний на прочность

Импульсное наращивание давления во время испытания позволяет воспроизвести реальное распределение давления на конкретный элемент машины. На рис. 2 приведен пример графика распределения давления во время динамического воздействия на испытуемый элемент машины. Электрические импульсы следуют с высокой частотой (период следования – микросекунды), что позволяет с максимальной точностью повторять давление, которое оказывается на элементы машин в реальных условиях. Передний фронт импульса достигает требуемого значения давления, следом поступает следующий импульс, тем самым не давая давлению в испытуемом изделии упасть.

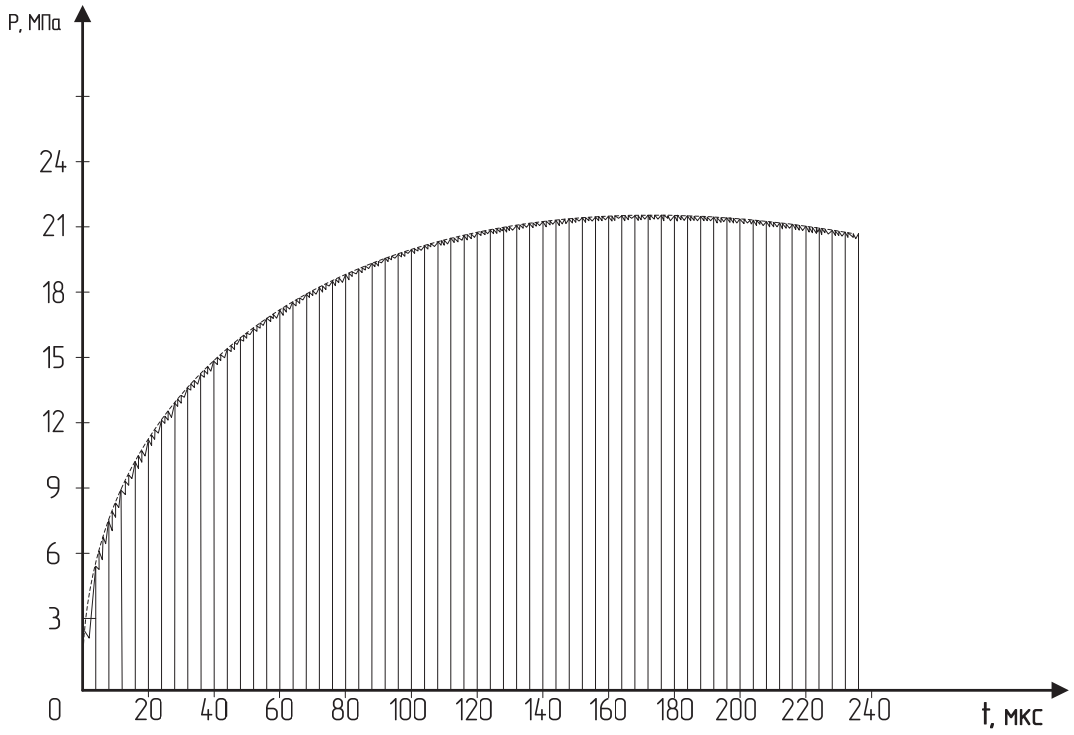


Рис. 2. График распределения давления, оказываемого на элемент машины, при испытании с помощью ЭГЭ

Проведение испытаний этим методом приблизит характер испытания к реальным условиям эксплуатации элементов машин. Контроль за каждым этапом испытания, а также состоянием оборудования можно осуществлять с применением электронно-вычислительной аппаратуры, что делает этот способ наиболее гибким и универсальным. Описанный выше подход в настоящее время экспериментально оценивается и ставится вопрос о его внедрении на производство.

Список литературы

1. ОСТ 92-4291–75. Методы гидравлических и пневматических испытаний изделий на прочность и герметичность. Общие положения.

2. А. с. 105011 (СССР). Способ получения высоких и сверхвысоких давлений / Л.А. Юткин, Л.И. Гольцова. Заявл. 15.04.50, № 416898; опубл. В Б.И. 1957. № 1.

3. А. с. 129945 (СССР). Способ получения высоких и сверхвысоких давлений и устройство для его осуществления / Л.А. Юткин, Л.И. Гольцова. Заявл. 29.12.52, № 605995/25; опубл. в Б.И. 1963. № 20.

4. Юткин Л.А. Электрогидравлический эффект и его применение в промышленности. Л., 1986.

УДК 62-234.3.8

И.А. Швеев

Набережночелнинский институт (филиал) Казанского (Приволжского) федерального университета

Проявление структурного свойства и наследственности чугуна при наплавке на стальную основу

Основополагающим фактором стабилизации и достижения на высоком уровне ресурса деталей является повышение качества поверхностного слоя, так как он во всех случаях оказывается наиболее нагруженным. В зависимости от вида и степени нагрузки, характера среды и т. д. для большинства изделий эффективными являются общепризнанные технологии упрочнения контактирующих поверхностей, базирующихся на нанесении покрытий, легировании, термическом и деформационном воздействии, а также за счет их комбинирования. В отдельных случаях несомненное преимущество имеет применение сплавов с повышенными специальными свойствами. К ключевым деталям двигателя, определяющим его долговечность, относятся детали газораспределительного механизма, для изготовления которых используется широкий спектр материалов.

Надежность и долговечность в эксплуатации пары «распредвал–толкатель» находится в прямой зависимости от работоспособности поверхности контакта кулачка распредвала с торцом толкателя клапана. Характерной особенностью этой пары является случай контакта разнородных материалов, а именно стальной закаленной цементованной поверхности распредвала с чугуном толкателя. Особые требования предъявляют к контактирующей поверхности толкателя, представляющей наплавленный спецчугун на стальную основу детали (рис. 1). Эти требования включают в себя показатели твердости (не менее 61 HRC) и структуры (ледебурит и участки мартенсита с остаточным аустенитом). Кроме того, допускается

© Швеев И.А., 2016

в небольшом количестве присутствие цементита и точечного, равномерно распределенного графита. Недостатком толкателей в эксплуатации является дисперсия их стойкости (неравномерный износ, выкрашивание и т. д.), несмотря на то, что они изготовлены и упрочнены в одинаковых условиях производства, имеют высокую прочность и заданное структурное состояние (рис. 2). Однако стабильность отдельных элементов структурного состояния чугуна на детали, таких как графитовые включения, не всегда достигается, и немаловажную роль в этом играет макро- и микростроение, наследуемое от литой заготовки, используемой для наплавки.

Торец толкателя клапана (рис. 1), работающего по кулачку распредвала, наплавляли спецчугуном следующего состава (мас. %): C – 3,1–3,4 %; S – 2,1–2,35 %; Mn – 0,8–1,0 %; Ni – 0,4–0,75 %; Mo – 0,4–0,60 %; S ≤ 0/1 %; P ≤ 0,2 %. Для наплавки использовали литую заготовку Ø10×48 мм и весом от 27,0 до 28,5 г. Наплавку осуществляли на установке УНТ-1 с нагревом ТВЧ стальной части детали до 1100 ºС, а литой заготовки из чугуна – до 1250 ºС.

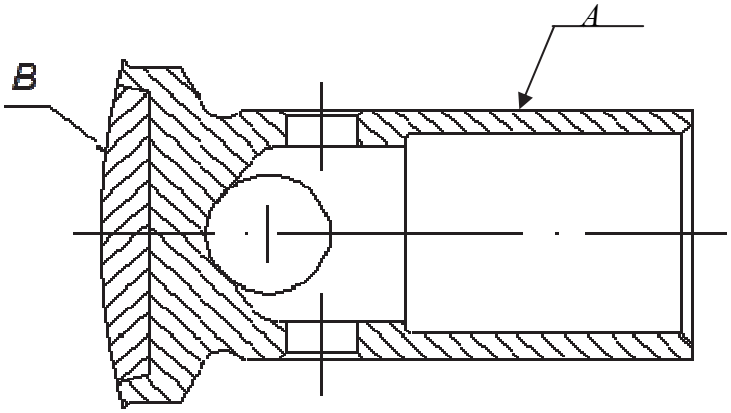


Рис. 1. Эскиз толкателя клапана:
А – Сталь 5 «селект»; В – Спецчугун

Рис. 2. Вид и характер износа поверхности толкателя клапана

Охлаждение детали выполняли водой под давлением от 1,0 до 2,0 атм., подаваемой во внутреннюю полость детали. После окончательной механической обработки детали подвергали оксидированию в увлажненной азотной атмосфере шахтной печи США 8.12/6 при температуре 450 ± 5 ºС в течение 4 часов. Для химико-спектрального анализа сплавов использовали микрофотометр МФС-51 и анализаторы АН-7529 и АС 7232.

Методология макро- и микроисследований базировалась на применении стандартных методов контроля и испытаний с использованием поверенного и лицензированного оборудования. Контроль структуры до и после травления 4%-ным раствором пикриновой кислоты проводили на микроскопах «Неофот-2» и «Эпитип» при увеличениях 100 и 400*. Твердость замеряли по Роквеллу, а микротвердость отдельных структурных составляющих измеряли на микротвердометре «Дюримет» (Германия). Содержание, вид и характер распределения графита и структуру наплавленного слоя на детали оценивали по ГОСТ 3443–87.

Макроанализ выполняли после травления наплавленных деталей при температуре 70–85 ºС в течение 10 минут в 50%-ном водном растворе соляной кислоты. Выявление пор и трещин на готовых изделиях проводилось магнитно-порошковом методом на дефектоскопе модели ДN200Р.

Применяемый в настоящее время для наплавки спецчугун обладает хорошей износостойкостью, но долговечность этих деталей в эксплуатации лимитирует присутствие в сплаве нежелательных макро- и микродефектов. К таковым следует отнести скопления графитовых включений, поры, трещины, наличие немартенситных продуктов превращения и остаточного аустенита. Несмотря на большой спектр исследований в области структурообразования и графитизации чугуна, несомненный интерес представляют вопросы, касающиеся наследственности структуры и свойств сплава после его переплава. В работе изучено влияние содержания кремния как одного из основных графитизирующих элементов на структуру металлической основы и состояния графитовых включений в наплавленном слое, сформированном с большой скоростью кристаллизации, и последующего охлаждения переплавленного чугуна. Установлено, что изменение содержания кремния в чугуне с 0,98 до 2,2 % сохраняет высокую твердость наплавленного слоя (60–61 HRC), структура которого состоит из цементита, ледебурита, мартенсита, остаточного аустенита и включений графита. При пониженном содержании кремния (0,98 и 1,3 %) в сплаве наблюдаются измельчения мартенсито-аустенитных участков, и по данным рентгеноструктурного анализа количество остаточного аустенита составляет 3–5 %. Наряду с точечным равномерно распределенным графитом при повышенном содержании в чугуне кремния (2,2 %) дополнительно наблюдается и выделение эвтектического (в виде розеток) графита. Заметное влияние кремний оказывает на свойства структурных составляющих в на-

плавленном чугуне. Увеличение его содержания с 0,98 до 2,2 % способствует постоянному повышению микротвердости ледебурита, которая достигает значения 1080 HV. В отношении мартенсита выявлено, что максимальное значение микротвердости наблюдается при содержании в наплавленном слое 1,95 % кремния. Изменение содержания этого элемента в сторону увеличения или уменьшения от указанного значения снижает микротвердость мартенсита.

Ключевое внимание уделено вопросам наследования наплавленным слоем формы и распределения графита от литых заготовок. Установлено, что температурный режим переплавки литых заготовок и выдержки металла в жидком состоянии оказывает заметное влияние на характер графитовых включений в наплавленном слое детали. Результаты металлографических исследований и длительный производственный опыт убеждают, что наблюдается связь между состоянием графита в заготовке и наплавленном слое детали, и дают основания утверждать, что имеется реальная возможность управлять этим явлением путем изменения технологических параметров процесса наплавки. Присутствие пластинчатого и розеточного графита в заготовках не только снижает их твердость, но и сохраняет нежелательное состояние графита в наплавленном слое, независимо от температуры и времени кипения чугуна, в исследуемых пределах. Наличие точечного с включениями розеточного графита в белом чугуне способствует повышению твердости заготовок до 46–54 HRC, и такое состояние графита сохраняется в наплавленном слое, если температура кипения чугуна составляет 1230 ºС и ниже. Увеличение времени выдержки до 12 секунд сплава в жидком состоянии при температуре 1230 ºС, как и увеличение температуры кипения чугуна до 1250 ºС, благоприятствуют растворению скоплений графита и равномерному распределению точечных его выделений в структуре наплавки. Полученные результаты хорошо согласуются с мнением известных ученых [1, 2], указывающим, что одним из эффективных методов управления наследственностью является переплавка чугуна с последующим определенным перегревом.

Заметное влияние на свойство спецчугуна оказывает процесс охлаждения деталей после наплавки. Уменьшение давления подаваемой воды внутрь детали для охлаждения с 1,2 до 0,4 атм. снижает микротвердость мартенсита до 504–530 HV при сохранении микротвердости ледебурита на уровне 1000–1100 HV. Одним из резервов повышения микротвердости мартенситной составляющей до 700–725 HV, увеличения твердости стальной основы 47–50 HRC и наплавленного слоя до 61–62 HRC, а также уменьшения глубины залегания пор является введение дополнительного наружного охлаждения под тарелку детали после ее наплавки (табл. 1, 2). Кроме этого эффекта в результате ускоренного охлаждения наблюдается направленная кристаллизация сплава по всему объему наплавленного слоя

и создаются положительные условия для стабильного формирования точечного равномерного распределенного графита в наплавке.

Дополнительным условием повышения износостойкости деталей может служить повышение противозадирных свойств рабочей поверхности, которые достигаются в результате термического оксидирования. Особое внимание заслуживает технология оксидирования толкателей клапана, которая позволила существенно повысить износостойкость деталей (табл. 2).

Таблица 1

Свойства деталей и наплавленного слоя
после различных условий охлаждения

Способ охлаждения	Твердость, HRC		Микроструктура наплавленного слоя	
	Стальной основы	Наплавленного слоя	Основа	Состояние графита
Подача воды вовнутрь детали	45–47	59–60	Ц + Л + участки М и $А_{ост}$	Точечный и эвтектический
С дополнительным наружным охлаждением	45–50	61–62	Ц + Л + участки М и $А_{ост}$	Точечный, равномерно распределенный

Примечание: Давление подающей воды 1,2 атм., температура 17 °С. Обозначение: Ц – цементит; Л – ледебурит; М – мартенсит; А – аустенит.

Таблица 2

Влияние параметров оксидирования на свойства деталей

Параметры оксидирования		Толщина* оксидированного слоя, мкм (сталь/чугун)	Величина износа, ** мкм
400	1,2 1,4	5/4 5/4	10,5 10,5
450	0,5 1,0 1,2 1,4 2,0	4/2 5/4 5/4 6/5 7/5	17,5 11,0 11,5 10,0 19,5 (отслаивание)
500	1,0 1,2 1,4	6/4 6/4 7/5	12,5 13,0 10,0

Примечание: * – оксидный слой получен при 150-минутной выдержке. ** – величина износа определена после 53-часового испытания на стенде.

Технология предусматривает очистку и обезжиривание деталей в горячем (70–80 °С) растворе моющего средства марки КМ-1, просушивание, нагрев до 300 °С в защитной атмосфере на основе азота, далее прекращают подачу азота и нагревают до 450 °С в увлажненной атмосфере, создаваемой за счет введения в печь воды в количестве 1,0–1,4 л/ч в расчете на 1 $м^3$ рабочего пространства, выдерживают в течение четырех часов, а далее охлаждают до 180–200 °С в этой среде, а затем на воздухе.

1. Установлена наследственность графитовых включений и показана возможность управления структурным состоянием наплавленного слоя за счет технологических параметров наплавки спецчугуна и термической обработки деталей.

2. Чистота поверхности заготовок и скорость охлаждения деталей после наплавки оказывают непосредственное влияние на образование пор и глубину их залегания в наплавленном слое.

3. Дополнительное повышение износостойкости наплавленного слоя достигается за счет термического оксидирования деталей.

Список литературы

1. Гиршович Н.Г. Кристаллизация и свойства чугуна в отливках. М., 1966.

2. Кушнирский А.С. Влияние наследственности, формы графита исходных материалов, субмикроскопических включений и характера шлаков на структуру и механические свойства чугунного литья // Литейное дело. 1936. № 2. С. 13–18.

УДК 629.113.001

Н.Н. Ларионов, А.В. Пузаков, М.И. Филатов
Оренбургский государственный университет

Методы и средства определения натяжения ремней привода автомобильных генераторов

Генератор является основным источником электроэнергии на автомобиле, питающим все потребители и заряжающим аккумуляторную батарею при работающем двигателе внутреннего сгорания.

Генератор обеспечивает питанием потребители, включенные в бортовую сеть автомобиля, и заряжает аккумуляторную батарею. Агрегаты современного автомобиля обладают большим электропотреблением, и отказ генератора приводит к прекращению транспортного процесса, поскольку аккумуляторная батарея не способна обеспечивать питанием бортовую сеть больше 30–40 минут.

© Ларионов Н.Н., Пузаков А.В., Филатов М.И., 2016

Генератор должен удовлетворять следующим требованиям:

- Создавать достаточную для всех потребителей силу тока.
- Обеспечивать заряд батареи в любых условиях эксплуатации.
- Вырабатывать энергию на холостых оборотах коленчатого вала.
- Иметь эффективное соотношение между мощностью и массой.
- Обладать надежностью, бесшумностью и устойчивостью к загрязнениям.
- Не нуждаться в техническом обслуживании.
- Позволять диагностировать свое техническое состояние.

Надежность работы изделий электрооборудования во многом определяют аварийность в процессе дорожного движения автомобиля, его экологическую безопасность, экономичность и динамику.

Таким образом, техническое состояние и методы обеспечения работоспособности изделий и систем электрооборудования поддерживаются с помощью сформировавшихся систем технического обслуживания и диагностики.

Выходное напряжение генератора напрямую зависит от величины натяжения приводного ремня. Однако не установлена зависимость между натяжением приводного ремня и выходным напряжением генератора.

Методы определения натяжения приводных ремней

Привод генератора осуществляется поликлиновым ремнем, причем далеко не всегда он снабжается натяжным устройством. Следовательно, необходимо периодически проверять натяжение приводного ремня, поскольку его уменьшение приведет к недозаряду аккумуляторной батареи, а превышение быстро выведет из строя подшипники генератора.

На рис. 1 приведен анализ существующих методов определения натяжения приводных ремней.

Органолептические методы, несмотря на невозможность точного определения величины натяжения ремня, широко используются на практике, поскольку не требуют какого-либо оборудования. Их можно разделить на тактильный, при котором натяжение ремня устанавливается путем нажатия на середину наибольшей ветви большим пальцем руки и определения величины прогиба; и аудиальный (слуховой), применимый при проскальзывании ремня.

Инструментальные методы позволяют установить точную величину прогиба или натяжения приводного ремня, однако требуют применения специального оборудования. В зависимости от типа оборудования различают динамометрический, акустический и оптический методы.

При динамометрическом методе используются приборы, конструкция которых позволяет создавать нормированное усилие (динамометр) и определять возникающий при измерении прогиб. Недостатком подобных приборов можно считать необходимость открытого доступа к приводному ремню и достаточную длину ветви, на которой производится измерение.

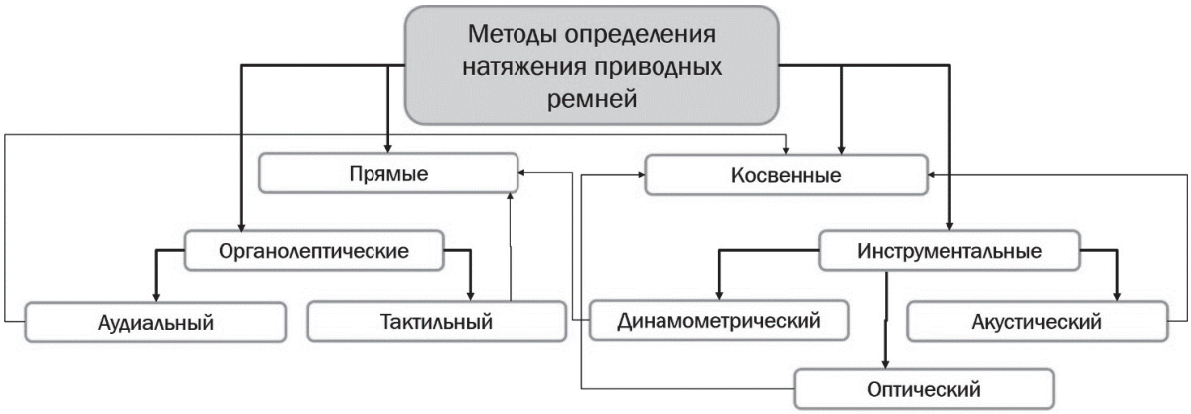


Рис. 1. Методы определения натяжения приводных ремней

Акустический и оптический методы объединяет то, что натяжение ремня измеряется в герцах. Разница заключается в принципе действия датчика. В акустическом способе это обычный микрофон, сигнал на который поступает при возбуждении колебаний ремня; в оптическом эти колебания распознает оптический датчик. Кроме того, при прочих равных условиях приборы, использующие оптический метод измерения, существенно дороже акустических.

Недостатком этих методов является то, что не всегда возможно узнать заводскую характеристику натяжения ремня в герцах (Гц), особенно для импортных автомобилей.

ППНР-100. Принцип действия прибора состоит в измерении прогиба ремня в середине между шкивами при приложении к нему заданного усилия. Для исключения необходимости считывания показаний со шкал прибора непосредственно в зоне измерений динамометр выполнен предельным, т.е. сигнализирующим о достижении заранее заданного усилия сжатия, а прогибомер – с запоминанием максимально достигнутого при приложении усилия прогиба ремня.

Прибор может использоваться также для контроля правильности натяжения любых ремней, контроль натяжения которых основан на измерении прогиба ремня в середине между шкивами при приложении к нему заданного усилия, в том числе ремней, выпускаемых по ГОСТ 1284.2–89 «Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Технические условия».

Прибор без насадки-прогибомера представляет собой предельный динамометр и может использоваться как средство воспроизведения нормированного усилия сжатия, в частности при испытании бытовых и аналогичных электрических приборов на безопасность по ГОСТ 27570.0–87.

Прибор состоит из динамометра *1* (рис. 2) и насадки-прогибомера *2* (в дальнейшем – прогибомер).

Динамометр состоит из корпуса *3*, наконечника *4*, шкалы *5*, упора *6* и *5* регулятора усилия *7*. Прогибомер состоит из корпуса *8*, узла регулировки

трения *9* прогибомера на динамометре, шкалы прогиба *10*, стержней *11* и регулировочных винтов *12*.

Optibelt TT 3 – универсальный прибор для измерения натяжения клиновых, поликлиновых и зубчатых ремней на основе частоты колебаний. Этот прибор имеет большой набор функций. Его особенные преимущества заключаются в следующем:

- Разделение банка данных Optibelt по группам продуктов.
- Сравнение с данными, рекомендованными Optibelt.
- Сохранение в базе данных.
- База данных Optibelt – 400 значений.
- Собственная база – 120 значений.
- Универсальная измерительная головка для удобного измерения.
- Единица измерения в герцах (Гц) или ньютонах (Н).
- Передача данных посредством компьютера, включая программы.
- Работает как на батарейках, так и на аккумуляторе.

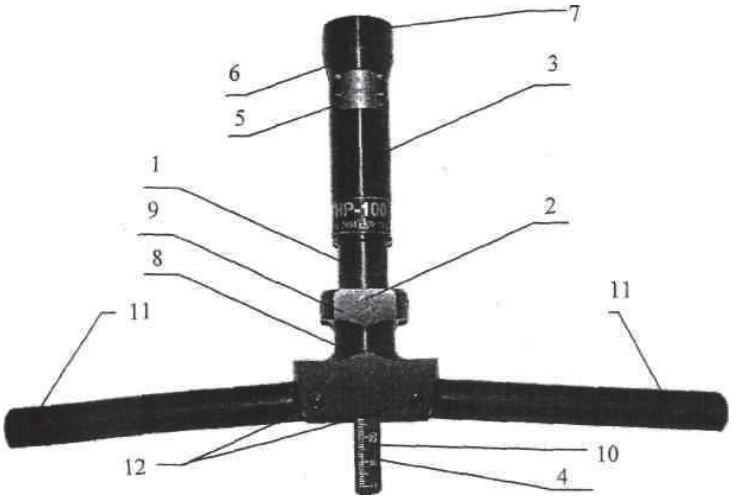


Рис. 2. Устройство прибора ППНР-100

Рис. 3. Внешний вид прибора Optibelt TT 3

Устройство контроля натяжения приводного ремня № 2428667

Изобретение относится к измерительной технике, в частности к устройствам для контроля усилия натяжения приводных ремней, и может быть использовано в области машиностроения. Техническим результатом изобретения является бесконтактное измерение усилия натяжения ремня привода во время работы ременной передачи, с использованием ремней, выполненных в любом виде. Устройство контроля натяжения ремня привода содержит механизм измерения натяжения ремня, механизм индикации натяжения ремня, аналого-цифровой преобразователь, блок сравнения и блок индикации. Механизм измерения натяжения ремня выполнен в виде двух оптических датчиков, один из которых обращен рабочим элементом на шкив привода, а другой – на ремень. Датчики снимают сигнал с точек контакта шкива и ремня привода.

Изобретение направлено на решение задачи, заключающейся в повышении эффективности использования ременной передачи.

Недостаток в том, что вышеуказанные устройства требуют обязательного контакта с поверхностью ремня, исключая возможность бесконтактного измерения, характеризуются сложностью конструкции, сложностью регулировки и не позволяют проводить замер натяжения в стесненных условиях.

Устройство контроля натяжения приводного ремня № 2249191

Изобретение относится к измерительной технике, в частности к устройствам для контроля усилия натяжения приводных ремней, и может быть использовано в области машиностроения, а также во всех отраслях народного хозяйства. В устройстве контроля натяжения ремня привода, содержащем механизм измерения натяжения ремня и механизм индикации натяжения ремня, механизм измерения натяжения ремня выполнен в виде одного витка ферромагнитного шнура внутри ремня и индукционной катушки, обращенной торцевой частью к боковой стороне ремня, а механизм индикации натяжения ремня выполнен в виде частотомера и блока индикации. Технический результат – повышение эффективности использования ременной передачи.

Изобретение относится к измерительной технике, в частности к устройствам для контроля усилия натяжения приводных ремней, и может быть использовано в области машиностроения, а также во всех отраслях народного хозяйства.

Изобретение направлено на решение задачи, заключающейся в повышении эффективности использования ременной передачи.

Недостаток в том, что вышеуказанные устройства требуют обязательного контакта с поверхностью ремня, исключая возможность бесконтактного измерения, характеризуются сложностью конструкции, сложностью регулировки и не позволяют проводить замер натяжения в стесненных условиях.

Устройство контроля натяжения приводного ремня № 2069327

Сущность изобретения: устройство содержит механизм нагружения ремня и механизм индикации натяжения ремня. При этом механизм нагружения выполнен в виде цилиндрической катушки, размещенной с внешней стороны ремня и электрически подключенной к источнику постоянного тока с релейно изменяемым уровнем выходного сигнала, и ферромагнитного диска, размещенного под катушкой соосно с ней, а механизм индикации натяжения содержит частотомер, подключенный к источнику тока через разделительный конденсатор, и дистанционный ключ одновременного включения частотомера и переключения источника постоянного тока на другой уровень выходного сигнала. Ферромагнитный диск размещен под ремнем и зафиксирован зажимом, выполненным в виде ферромагнитной Г-образной пластины, упруго закрепленной концом меньшей полки пластины на плоскости ферромагнитного диска.

Изобретение относится к измерительной технике и может быть использовано для контроля усиления натяжения приводных ремней, канатов, тросов, проводов и т. п. в различных устройствах.

Изобретение направлено на решение задачи, заключающейся в повышенной точности измерения и расширении функциональных возможностей устройства, а именно обеспечении возможности бесконтактного измерения в труднодоступных местах, в условиях ограничения габаритов, оперативных измерений без предварительной установки, настройки и т. п.

Недостатком устройства является низкая точность измерения, обусловленная тем, что натяжение определяется по величине прогиба определенной точки ремня под действием заданного усилия нажатия, фиксируемого по смещению упора относительно неподвижного указателя. Кроме того, устройство не позволяет проводить замер натяжения в стесненных условиях, когда габариты для размещения прибора ограничены размерами самой передачи. Такие устройства требуют обязательного контакта упора с поверхностью ремня, что не всегда возможно в стесненных габаритах и дополнительно приводит к снижению точности измерения.

Эксперимент

Для проведения эксперимента был применен прибор, использующий акустический метод измерения, – КВАЗАР-20.

В процессе выполнения эксперимента на специализированном стенде ГУ-ТЭРА, разработанном в Оренбургском государственном университете, производилось изменение межосевого расстояния посредством натяжной скобы, в результате чего изменялось натяжение ремня, измерение которого осуществлялось в точке, показанной на рис. 4.

В процессе эксперимента частота вращения ротора генератора поддерживалась постоянной и фиксировалось выходное напряжение (см. табл. 1).

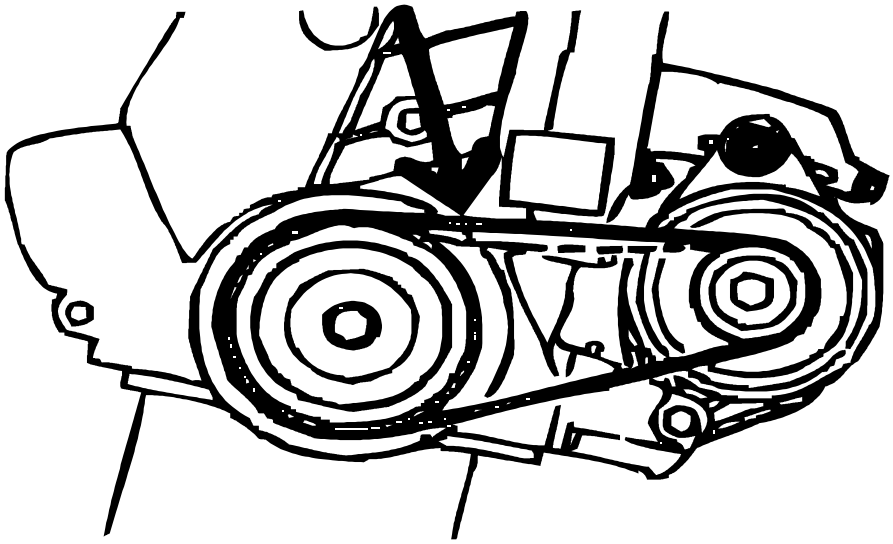


Рис. 4. Место проведения замеров

По данным табл. 1, на рис. 5 построена графическая зависимость выходного напряжения от натяжения приводного ремня.

Таблица1

Результаты эксперимента

Напряжение *U*, В	12,5	13,2	13,65	13,85	14,1	13,75	13,65
Натяжение ремня, Гц	64	75	102	110	126	146	160

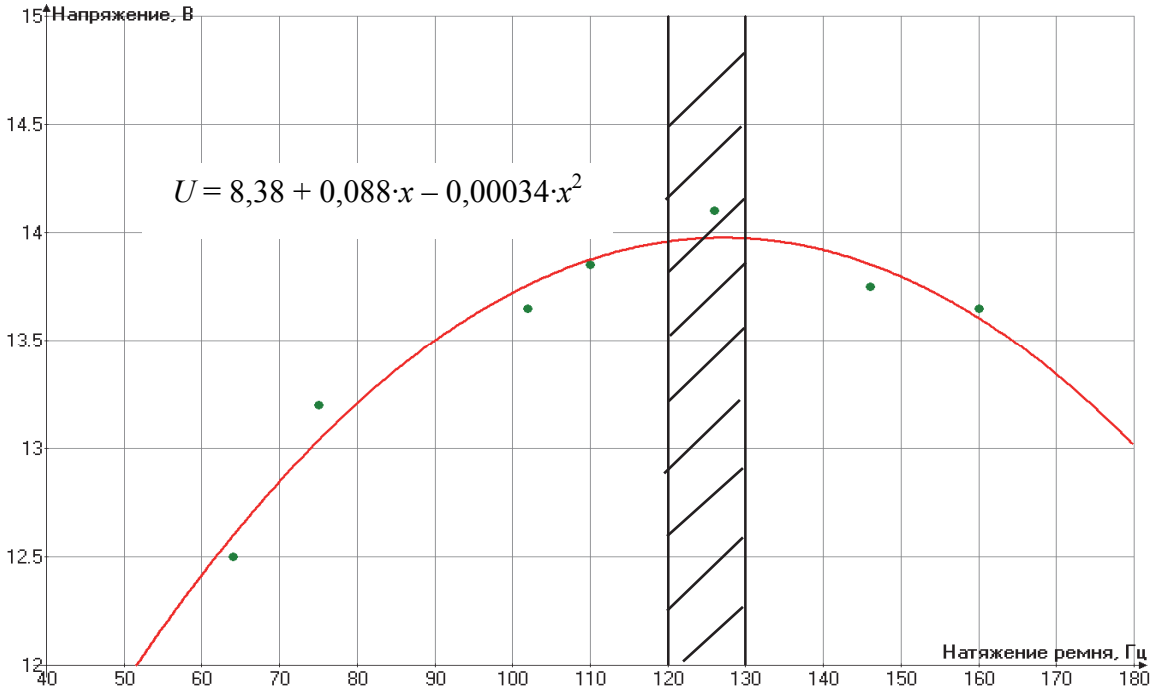


Рис. 5. Зависимость напряжения генератора от натяжения ремня

Анализ зависимости показал, что как превышение, так и ослабление натяжения приводного ремня, относительно значений, рекомендуемых заводом-изготовителем автомобиля (120–130 Гц), приводит к уменьшению вырабатываемого напряжения, а следовательно, к нарушению зарядного баланса автомобиля.

Список литературы

1. Пузаков А.В., Ларионов Н.Н. Аппаратно-программный комплекс для оценки технического состояния автомобильных генераторов // Наука и образование: фундаментальные основы, технологии, инновации. Оренбург, 2015. С. 115–119.

2. Пузаков А.В., Ларионов Н.Н. Экспериментальное установление зависимости напряжения автомобильного генератора от натяжения приводного ремня // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. Воронеж, 2015. С. 201–205.

3. Ларионов Н.Н. Стенд для параметрических испытаний автомобильных генераторных установок // Проблемы функционирования систем транспорта. Тюмень, 2014. Т. 1. С. 331–334.

УДК 629.113

С.Н. Кривцов, В.Г. Зимин, И.В. Малашкин

Иркутский национальный исследовательский технический университет

Обоснование способа измерения расхода топлива автомобилем с дизельным ДВС, оснащенным аккумуляторной топливоподающей системой, в дорожных условиях

Автомобильный транспорт широко применяется в различных сферах народного хозяйства. От эффективности использования транспортных средств зависит как себестоимость продукции, так и своевременность доставки людей и грузов. Она также в значительной мере определяется типом и характеристиками установленными на них двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Наибольшее распространение получили дизели (свыше 90 % среди грузового сегмента и постоянно растущая доля среди легкового).

На практике из-за отсутствия возможности постоянного контроля технического состояния автотранспортных средств (АТС) они часто эксплуатируются с незаметными для водителей, но присутствующими неисправностями, что способствует увеличению расхода топлива, себестоимости перевозок, а также повышенному содержанию вредных веществ в от-

© Кривцов С.Н., Зимин В.Г., Малашкин И.В., 2016

работавших газах. Топливная экономичность автомобиля является очень важным эксплуатационным показателем, характеризующим эффективность эксплуатации автомобильного транспорта [1], поэтому ее своевременный контроль, в том числе с диагностической целью, является актуальной задачей.

Рассматривались следующие методы измерения параметров автомобиля в дорожных условиях:

1. Получение данных с помощью GPS/ГЛОНАСС-технологий [2].

2. Запись лога данных с помощью дилерского сканера с последующим переносом на внешний носитель [3, 4].

3. Непосредственное измерение параметров с помощью компьютерного измерительного комплекса.

Использование спутниковых технологий и мониторинга расхода топлива по уровню топлива в баке для поставленной задачи не годится по причине значительного усреднения данных, в нашем же случае при диагностике процесс считается достаточно скоротечным. Второй вариант дает более быстрые данные с достаточной точностью, однако данные все равно нуждаются в обработке после сохранения лога. Что же касается расхода топлива, регистрируемого бортовой системой, то расчет параметров топливной экономичности может оказаться неточным из-за различий фактической и расчетной цикловой подач. В связи со сказанным предпочтение отдано третьему варианту с использованием компьютерных технологий. Концепция данного подхода отражена в работе [5].

Баланс расходов запишем как:

$$Q_{\text{ТПН}} = Q_{\text{ТНВД}} + Q_{\text{ТНВД}}^{\text{см}}, \tag{1}$$

где $Q_{\text{ТПН}}$ – подача топлива топливоподкачивающим насосом, м^3/с; $Q_{\text{ТНВД}}$ – расход топлива, проходящий через ТНВД, м^3/с; $Q_{\text{ТНВД}}^{\text{см}}$ – расход топлива на смазывание ТНВД топливом, м^3/с;

Расход топлива, проходящий через ТНВД, состоит из ряда слагаемых, каждое из которых может служить диагностическим параметром (считаем, что регулирование давления осуществляется изменением потока на всасывающей магистрали ТНВД):

$$Q_{\text{ТНВД}} = Q_1 + Q_2 + \ldots + Q_i, \tag{2}$$

где Q_1, Q_2 … Q_i – расход топлива через трубки высокого давления соответственно первого, второго и i-го цилиндров, м^3/с.

В свою очередь, каждое из слагаемых Q_1, Q_2 … Q_i является суммой расходов на управление и цилиндр, т. е.

$$Q_i = Q_{\text{ц}}^i + Q_{\text{обр}}^i, \tag{3}$$

где $Q_{\text{ц}}^{i}$ – расход топлива через i-й цилиндр, м^3/с; $Q_{\text{обр}}^{i}$ – расход топлива на управление в i-м цилиндре, м^3/с.

Расход топлива через двигатель определим, проведя несложные преобразования путем вычитания расхода топлива в прямой и обратной магистралях:

$$Q_{\text{топл}} = Q_{\text{ТПН}} - Q_{\text{ТНВД}}^{\text{см}} - \sum_{i=1}^{n} Q_{\text{обр}}^{i} = \frac{i_{\text{ц}} \cdot q_{\text{ц}}^{i} \cdot \omega_{e_i}}{4\pi} = \frac{i_{\text{ц}} \cdot q_{\text{ц}}^{i} \cdot n_e}{120}, \qquad (4)$$

где $i_{\text{ц}}$ – число цилиндров двигателя; $q_{\text{ц}}^{i}$ – цикловая подача топлива, мм^3; n_e – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин$^{-1}$.

Измерительный комплекс (рис. 1) содержит аналого-цифровой преобразователь, на вход которого подавались импульсные сигналы с колесного датчика ABS переднего колеса и расходомеров топлива, установленных в прямой и обратной топливоподающей магистрали. При расчете топливной экономичности израсходованное топливо считалось как разница прямого и обратного (возвращаемого в бак) расходов.

Данные, поступившие на вход АЦП, обрабатывались идентично как для расхода топлива, так и для определения пути и скорости автомобиля, поскольку сигналы представляют собой прямоугольные импульсы (рис. 2).

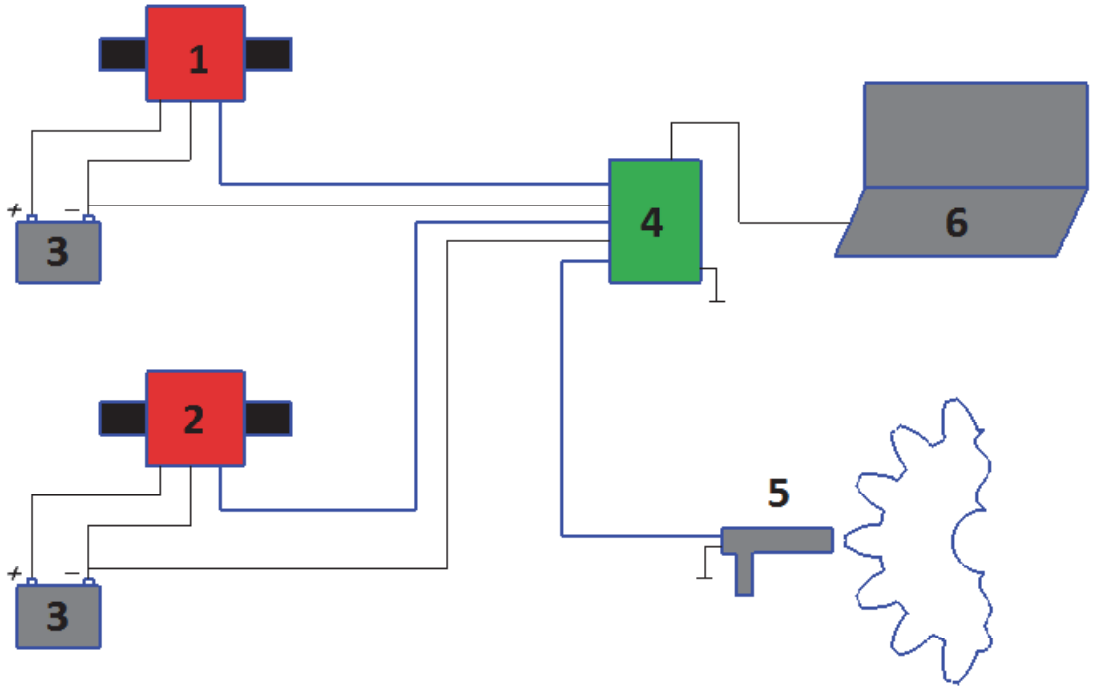


Рис. 1. Структурная схема приборного комплекса 1 – датчик расхода топлива (подача); 2 – датчик расхода топлива (обратка); 3 – аккумуляторные батареи; 4 – модуль АЦП; 5 – датчик ABS переднего правого колеса; 6 – ноутбук

Для измерения расходов в прямой и обратной магистралях были использованы датчики объемного расхода с овальными шестерными Microstream OF05ZAT фирмы Aichi token (Япония), характеризующиеся высокой воспроизводимостью результатов и достаточной для практики точностью измерений.

Принцип действия счетчика с овальными шестернями заключается в следующем. Две овальные шестерни, находящиеся в зацеплении, насажены на оси и помещены внутри корпуса, имеющего патрубки для входа и выхода жидкости. Входящая в корпус жидкость создает на шестернях момент, благодаря чему они вращаются, замыкая и выталкивая в трубопровод через выходное отверстие корпуса объемы жидкости. Число таких объемов, прошедших через прибор за некоторое время, связано с числом оборотов шестерен. Для суммирования числа оборотов прибор снабжен счетным механизмом, состоящим из миниатюрных магнитов, запрессованных в шестерни, и магниточувствительного датчика – на эффекте Холла. Эти элементы расположены в отдельной камере, не соединенной с измерительной камерой, в которой вращаются шестерни, что значительно повышает надежность расходомера. При каждом обороте пары овальных прямозубых шестерен через расходомер теоретически проходит постоянный объем жидкости.

Задавшись определенным количеством импульсов, фиксируем время прохождения данных интервалов, причем предыдущая точка считается начальной для следующего промежутка (рис. 2).

Ниже приводится пример выражения для вычисления расхода топлива, проходящего через датчик:

$$Q_i = \frac{1}{3600} \cdot \frac{z_{ui}}{k \cdot \Delta t_i}, \qquad (10)$$

где z_{ui} – заранее заданное количество импульсов, имп.; k – калибровочное значение, имп. /ед. изм.; Δt_i – время прохождения z_{ui}, с.

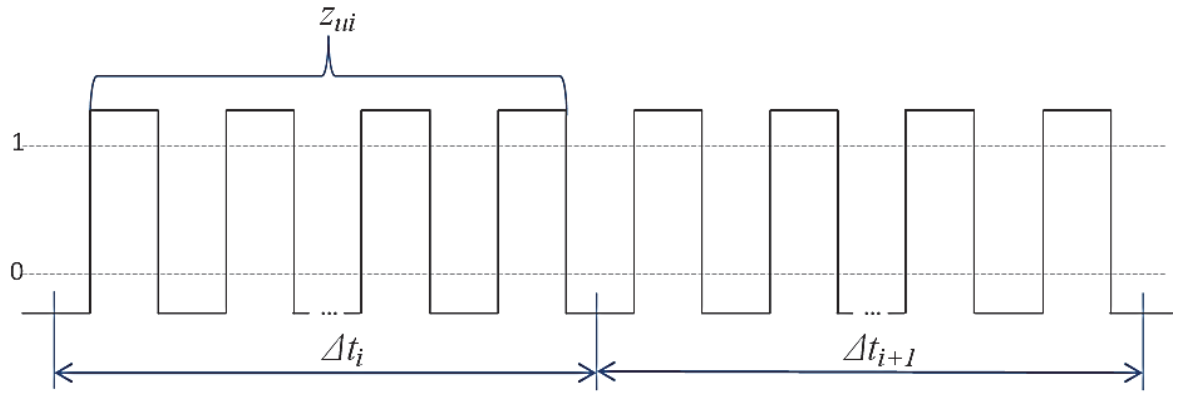


Рис. 2. Обработка результатов измерений

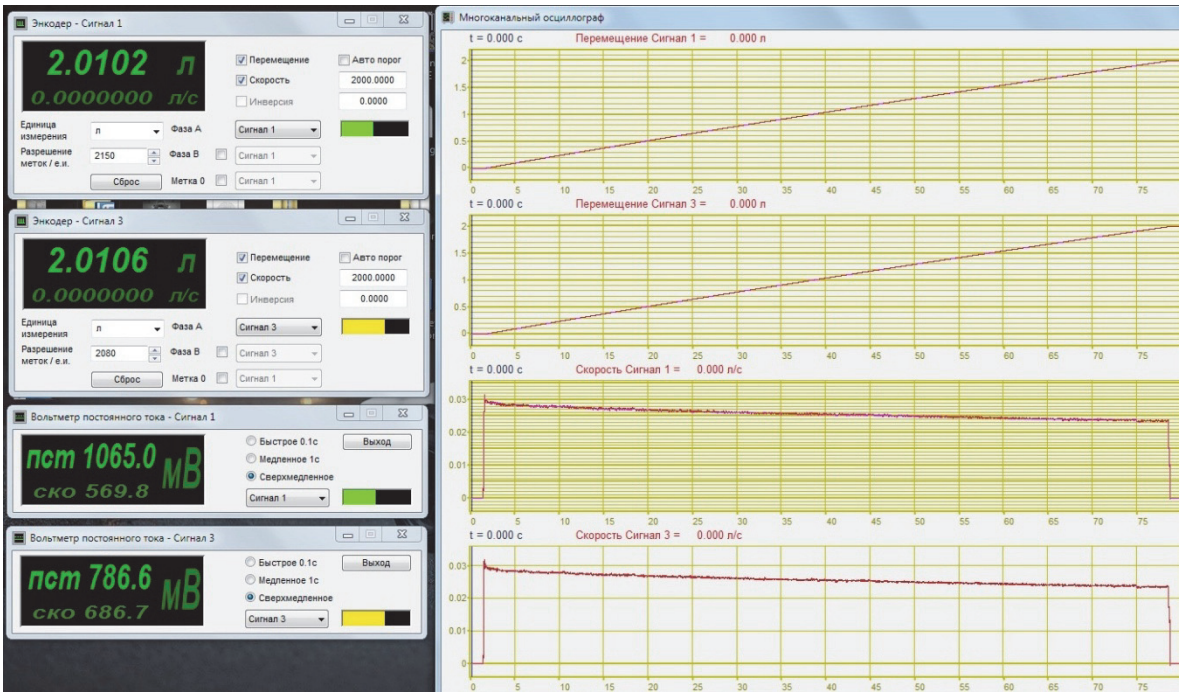


Рис. 3. Скрин программы для обработки данных по тарировке датчиков расхода

Тарировка датчика расхода топлива с овальными шестернями выполнялась следующим образом. Через каждый датчик с помощью электробензонасоса подавалось количество дизельного топлива, объем которого измерялся с достаточно высокой точностью. Для этого были использованы мерные лабораторные градуированные емкости объемами 1 и 2 л. Прямоугольные импульсы подсчитывались программным обеспечением ZetLab, входящим в комплект аналого-цифрового преобразователя Zet 210. Программа «Энкодер» из пакета ZetLab позволяет выводить данные на экран монитора компьютера нарастающим итогом (рис. 3). При этом для каждого из проверяемых датчиков подбиралось такое количество меток на литр, при котором достигалась наименьшая погрешность в сравнении с образцовым объемом топлива.

Таким образом, можно сделать выводы:

1. С помощью предлагаемого способа измерения расхода топлива можно определять фактическую топливную экономичность автомобиля с дизелем, оснащенным аккумуляторной топливоподающей системой (Common Rail), в дорожных условиях с приемлемой для практики точностью.

2. Предлагаемый способ измерения увеличивает количество диагностической информации о техническом состоянии топливоподающей системы.

Список литературы

1. Головных И.М. Резервы и методы топливосбережения при перевозках грузов автомобильным транспортом. Иркутск, 1996.

2. Худяков Д.А., Блянкинштейн И.М. Диагностика технического состояния автотранспортных средств по расходу топлива на основе инфор-

мации системы спутникового мониторинга // Автомобиль для Сибири и Крайнего Севера. Конструкция, эксплуатация, экономика. Иркутск, 2015. С. 71–77.

3. Методика определения расхода топлива автомобиля с использованием данных диагностического протокола OBD II / Ю.И. Молев, П.С. Мошков, Д.А. Соколов, А.Н. Тихомиров, В.В. Щербаков // FUNDAMENTAL RESEARCH. 2015. № 8. С. 74–78.

4. Кривцов С.Н., Зимин В.Г., Малашкин И.В. Использование дилерского диагностического программного обеспечения для сбора данных о режиме работы автомобиля с дизельным двигателем // Авиамашиностроение и транспорт Сибири – 2015. Иркутск, 2015. С. 29–33.

5. Кривцов С.Н. Создание прибора для диагностирования дизельных двигателей на основе компьютерных технологий // Информационные технологии, системы и приборы АПК АГРОИНФО-2009. Новосибирск, 2009. С. 172–176.

УДК 629.016

А.С. Алехин, Л.К. Задорожнин
Сибирский государственный университет путей сообщения

Применение параметров вращения коленчатого вала для проведения экспресс-диагностики двигателя внутреннего сгорания

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) является основным элементом машины, благодаря которому она способна выполнять возложенные на нее функции, такие как транспортировка грузов, перевозка пассажиров, строительство, добыча полезных ископаемых и др. ДВС является сложной системой взаимодействующих элементов, результатом работы которых является наличие крутящего момента на выходе коленчатого вала.

Развиваемый крутящий момент является основным выходным параметром, который характеризует эффективность работы ДВС, но следует учитывать, что оценка крутящего момента должна происходить во взаимосвязи с входными параметрами. Наиболее распространенными неисправностями дизельных двигателей, предназначенных для работ в тяжелых условиях, являются отказы, связанные с выходом из строя топливной аппаратуры и цилиндропоршневой группы. Вполне закономерно, что подобные отказы могут являться причиной выхода из строя любого ДВС, а время, затраченное на процесс поиска неисправности, будет изменяться пропор-

© Алехин А.С., Задорожнин Л.К., 2016

ционально количеству участвующих в выполнении работы цилиндров. Так, поиск отказавшего цилиндра ДВС, предназначенного для перевозки пассажиров легковым транспортом, незатруднителен в сравнении с поиском неисправного цилиндра многоцилиндрового транспортного дизеля. Двигатели внутреннего сгорания с принудительным воспламенением рабочего тела зачастую оборудованы электронными системами управления, что позволяет использовать при поиске неисправного цилиндра электронные диагностические средства. В отличие от двигателей с принудительным воспламенением, транспортные дизели имеют большее число цилиндров, а количество дизелей, оборудованных электронными системами управления, в настоящее время незначительно, что затрудняет процесс диагностирования.

Общеизвестно, что процесс работы поршневых двигателей в режиме разгона и при переменной нагрузке сопровождается изменением частоты вращения в определенных пределах, связанных с чередованием вспышек в цилиндрах. При работе двигателя на стабильной частоте вращения, например в режиме холостого хода, в зависимости от угла поворота коленчатого вала непрерывно изменяются силы давления газов на поршень, а также силы инерции масс конструктивных элементов двигателя, совершающих возвратно-поступательное или вращательное движение. Индикаторный момент и суммарный момент внутренних потерь двигателя также постоянно меняют свои значения [1]. В связи с этим известное уравнение движения коленчатого вала можно считать действительным при любом режиме работы двигателя, в том числе и в режиме холостого хода.

$$M_i = M_{\text{с}} + i_{\text{д}} \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{с}} + i_{\text{д}} \varepsilon , \qquad (1)$$

где M_i – суммарный крутящий момент; $M_{\text{с}}$ – момент от сил сопротивления; $i_{\text{д}}$ – момент инерции деталей кривошипно-шатунного механизма; ε – угловое ускорение коленчатого вала.

При расчете двигателя внутреннего сгорания используют выражение идеального газа pV^n = const, позволяющее с известной степенью достоверности описать термодинамические процессы и получить значения давлений в камере сгорания при совершении тактов впуска, сжатия, рабочего хода и выпуска отработавших газов. Однако с точки зрения эксплуатации машин важно контролировать техническое состояние двигателя внутреннего сгорания для уменьшения издержек на техническое обслуживание, повышение коэффициента готовности машины, уменьшение времени простоя и др. Как уже говорилось выше, одной из наиболее важных задач является определение технического состояния дизельного ДВС как главного элемента, позволяющего выполнять возложенные на машину задачи (транспорт, строительство и др.). Существует множество способов контроля технического состояния безразборным методом, большая часть из которых предполагает разгон

двигателя от минимально устойчивой частоты вращения до номинальной [2]. Однако специфика выполняемых функций многих машин (а также судов и генераторных установок) и широкий ассортимент эксплуатируемых дизельных двигателей не позволяет применять к ним методику определения технического состояния путем разгона и последующего выбега.

Согласно формуле (1), предлагается использовать в качестве диагностического показателя [3] величину углового ускорения коленчатого вала, измеряемую на минимально устойчивой частоте вращения. Для решения этой задачи разработан измерительный комплекс, позволяющий в режиме реального времени производить запись данных и вывод на экран информации в виде графика зависимостей величин углового ускорения коленчатого вала от угла поворота или времени поворота. Блок-схема разработанного измерительного комплекса приведена на рис. 1.

Основным элементом измерительного комплекса является датчик угла поворота – энкодер, содержащий 360 меток на один полный оборот датчика, что соответствует одному полному обороту коленчатого вала двигателя. Для определения положения коленчатого вала, соответствующего верхней мертвой точке первого цилиндра (ВМТ), могут быть использованы два независимых канала. Первый канал содержит пьезоэлектрический датчик (для дизельных двигателей, содержащих топливные трубопроводы для каждого из цилиндров), а второй канал непосредственно передает управляющий электрический импульс на открытие форсунки электронно-управляемого дизеля, определяющие ВМТ первого цилиндра.

Суть измерения величины углового ускорения состоит в фиксации времени прихода сигнала от каждой оптической метки энкодера и последующего дифференцирования в величину углового ускорения коленчатого вала. Данный процесс иллюстрирует рис. 2.

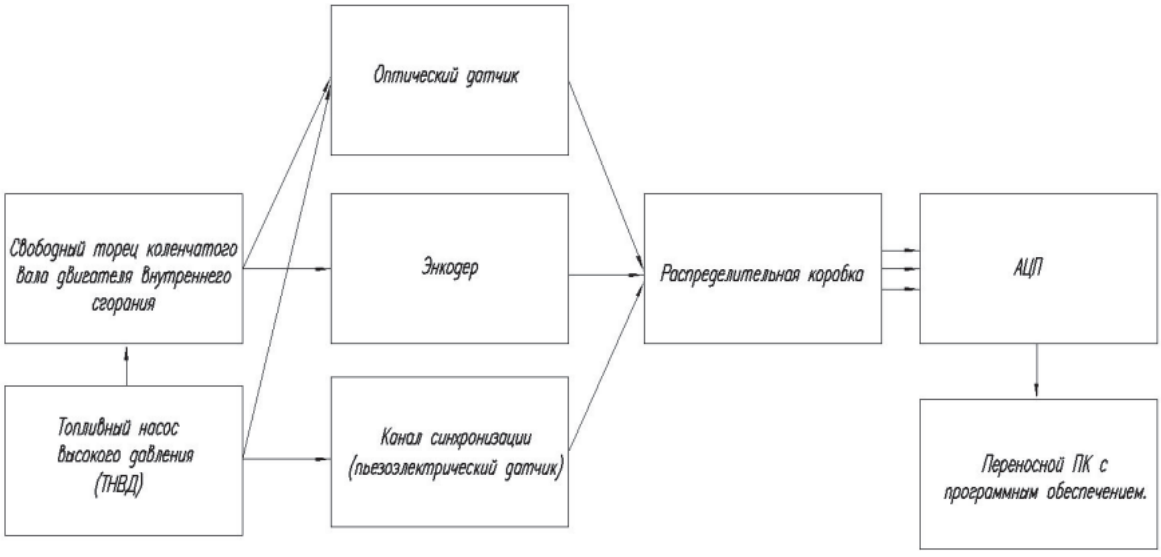


Рис. 1. Блок-схема измерительного комплекса

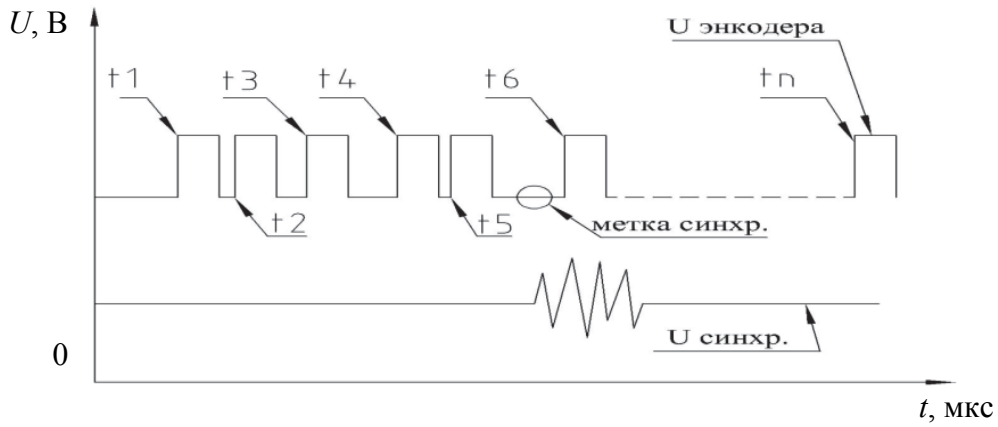


Рис. 2. Графики времени прихода сигналов с энкодера и датчика синхронизации, где t_1 – t_n – время прихода сигналов энкодера

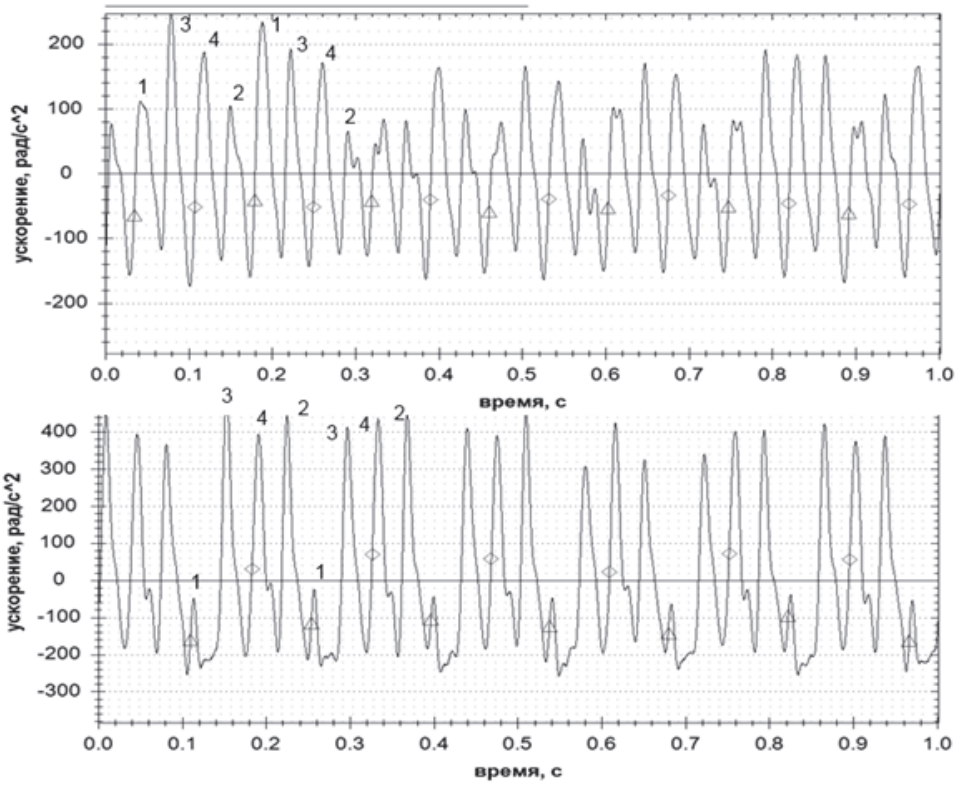


Рис. 3. Графики зависимостей величины углового ускорения от времени вращения коленчатого вала двигателя, где символ △ означает ВМТ первого цилиндра, ◇ – смещение коленчатого вала на 360° от ВМТ первого цилиндра

Результатом измерений являются графики зависимостей углового ускорения коленчатого вала от времени поворота или от угла поворота, анализ которых позволяет определить наименее эффективный цилиндр в рабочем цикле двигателя на минимально устойчивой частоте вращения коленчатого вала (рис. 3).

Приведенные зависимости иллюстрируют возможность экспресс-оценки технического состояния ДВС путем выделения рабочих тактов и их сравнения с аналогичными участками зависимостей, полученных на эталонном ДВС.

Таким образом, внутрицикловые значения углового ускорения коленчатого вала на минимально устойчивой частоте вращения могут выступить в качестве оценочных характеристик технического состояния ДВС, поскольку позволяют косвенно оценить величину крутящего момента, а также момента механических потерь. Своевременное реагирование (техническое воздействие) на изменение диагностических параметров величин углового ускорения в момент совершения рабочего такта позволит сократить время поиска неисправности, сократить время незапланированного простоя и повысить рентабельность машины.

Список литературы

1. Шароглазов Б.А., Фарафонтов М.Ф., Клементьев В.В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов. Челябинск, 2004.

2. Лившиц В.М. Динамический метод диагностики автотракторных двигателей. Ч. 1. Принципы построения диагностических моделей переходных режимов / сост. И.П. Добролюбов. Новосибирск, 1981.

3. Кочергин В.И., Алехин А.С., Манаков А.Л. Выбор диагностических параметров при непрерывном мониторинге технического состояния машин // Современные технологии в машиностроении. Пенза, 2010. С. 222–224.

УДК 629.083

Ю.А. Власов, А.Н. Ляпин, О.В. Ляпина

Томский государственный архитектурно-строительный университет

Исследование влияния диагностики агрегатов карьерного автотранспорта на показатели технической эксплуатации автомобилей

Главным функциональным назначением карьерного автотранспорта (КАТ) является транспортировка горных пород и полезных ископаемых. Количественной мерой выполнения заданных функций, в соответствии с назначением, является производительность карьерного автосамосвала [1]:

$$Q_{см} = q\, K_q\, n_р, \qquad (1)$$

© Власов Ю.А., Ляпин А.Н., Ляпина О.В., 2016

где $Q_{см}$ – сменная производительность автосамосвала; q – грузоподъемность автосамосвала; K_q – коэффициент использования грузоподъемности; $n_р$ – число рейсов автосамосвала за смену.

Коэффициент использования парка $K_{ИП}$ является комплексным показателем качества процесса грузоперевозок, определяется по формуле:

$$K_{ИП} = \frac{T_П}{T_П + T_{ТО} + T_р + T_{орг}}, \quad (2)$$

где $T_П$ – общая наработка автосамосвала; $T_{ТО}$ – время простоя при проведении технического обслуживания (ТО); $T_р$ – время простоя при ремонтах; $T_{орг}$ – простои по организационным причинам.

Оценить влияние диагностики агрегатов КАТ по параметрам работающего масла (ПРМ) на повышение эффективности показателей технической эксплуатации автомобилей позволяют исследования, проведенные в условиях автоколонны автотранспортного управления ОАО разреза «Шестаки» (г. Гурьевск, Кемеровская область), которая включает большегрузные модели самосвалов БелАЗ-7548 и БелАЗ-7555В.

Технологический процесс диагностирования организуется силами самого предприятия. Для диагностики используется стандартное лабораторное оборудование и нестандартные средства экспресс-диагностики, которые размещаются в комплексной лаборатории физико-химического анализа ГСМ, где также располагается оборудование для выполнения спектрального анализа масла [2]. Лаборатория диагностики является структурной частью службы диагностики автопредприятия и позволяет контролировать технические состояния систем питания, охлаждения, смазки двигателей, а также оценивать работоспособность гидравлических систем, гидромеханических передач и других агрегатов, оборудованных замкнутыми системами смазки.

Показателем, повышающим время проведения ТО ($T_{ТО}$), является добавленная трудоемкость процесса диагностирования агрегатов КАТ по ПРМ, которая ранее не учитывалась при проведении инструментальной диагностики.

Установлено, что применение диагностики агрегатов КАТ по ПРМ, которая увеличивает трудоемкость каждого вида ТО, повышает $К_{ИП}$ не более чем на 1 %. Это свидетельствует о незначительной технологической связи между транспортным процессом КАТ и производственным процессом ТО.

Другим, наиболее важным показателем является сокращение времени простоя КАТ при проведении ремонтных работ ($T_р$). Данный показатель будет уменьшать свое значение в соответствии со временем сокращения простоев, связанных с обнаружением отказов на ранних стадиях и их устранением малозатратными способами.

Исследованиями [3] установлено, что доля простоев КАТ по устранению отказов при диагностировании агрегатов, оборудованных замкну-

тыми системами смазки по ПРМ, сокращается на 27 %. Если данная доля простоев способна снизить значение $T_р$ на соответствующую величину, то формулу (2) запишем в виде:

$$K_{ИП} = \frac{T_П}{T_П + (T_{ТО} + \tau_{ЭД} T_{ТО}) + (T_р - \tau_{пр} T_р) + T_{орг}}, \quad (3)$$

где $\tau_{ЭД}$ – доля времени, учитывающая проведение диагностики по ПРМ при ТО ($\tau_{ЭД}$ = 0,01); $\tau_{пр}$ – доля времени, учитывающая сокращение вынужденных простоев за счет своевременного устранения неисправностей и отказов при проведении ТР ($\tau_{пр}$ = 0,27).

Расчет формулы (3) показывает, что главное влияние на повышение $K_{ИП}$ оказывает сокращение времени простоев КАТ в ремонте.

Годовая производительность списочного автосамосвала определяется по формуле:

$$Q_г = \frac{Q_{см} n_{раб} n_{см}}{K_{ИП}}, \quad (4)$$

где $n_{раб}$ – число рабочих дней автосамосвала в год; $n_{см}$ – число рабочих смен в сутки.

Повышение эффективности грузоперевозок оценивается отношением годового объема перевозок при внедрении в производственный процесс экспресс-диагностики по ПРМ к объему перевозок КАТ, диагностируемого только инструментальными методами:

$$\Delta П_{гп} = \frac{\left(Q_{г\,эм} - Q_г\right)}{Q_г} 100\ \%. \quad (5)$$

Результаты основных показателей эффективности от грузоперевозок КАТ сведены в табл. 1. Из таблицы видно, что внедрение технологии экспресс-диагностирования КАТ по ПРМ в структуру системы ТО и ремонта, по сравнению со стандартными лабораторными методами контроля, снижает время простоев КАТ в ремонте, и это ведет к повышению коэффициента использования парка, который, в свою очередь, показывает повышение эффективности грузоперевозок в среднем на 5 % [3].

Проанализируем совокупное влияние экспресс-диагностики на техническое обслуживание КАТ через показатели работоспособности. Главным таким показателем является коэффициент технической готовности $K_{ТГ}$:

$$K_{ТГ} = \frac{T_и}{T_и + T_р}, \quad (6)$$

где $T_и$ – наработка технически исправного автосамосвала, при этом $T_и$ => $T_п$.

Таблица 1

Оценка функционального критерия КАТ

КАТ	Показатели производительности			$\tau_{ЭД}$	$T_{пр}$	$K_{ИП}$		$\Delta П_{гп}$, %
	q, т	$n_р$	K_q			Лаб. методы	Экспресс-методы	
БелАЗ-7548	42	17	0,90	0,01	0,27	0,82	0,86	4,7
БелАЗ-7555В	55	19	0,92			0,77	0,82	6,1

Исследование влияния экспресс-диагностики на показатели эффективности технической эксплуатации автомобилей проводилось в период с 2002 по 2011 г. Математическая обработка результатов наблюдений в наших исследованиях базируется на элементах математической статистики, дисперсионном и корреляционном анализах [3].

Наблюдениями установлено, что значение $K_{ТГ}$ карьерного автопарка с 2002 по 2003 г. не превышало 0,80, при этом диагностика выполнялась только инструментальными методами контроля. Основу парка КАТ (более 2/3) на тот период эксплуатации составляли автосамосвалы БелАЗ-7548. В 2004 г. произошло обновление парка автомобилей за счет покупки новых БелАЗ-7555В. Значение коэффициента $K_{ТГ}$, за счет обновления автопарка, повысилось до 0,83. Дальнейшие наблюдения показали, что обновление парка до 30 % от эксплуатирующихся более двух лет автосамосвалов приводило к повышению доли $K_{ТГ}$ не более чем на 0,03.

В конце 2004 г. была запущена лаборатория диагностики агрегатов автомобилей по ПРМ, которая стала выполнять комплекс стандартных физико-химических методов [4] и спектральный анализ работающих масел. Внедрение такой лаборатории повысило $K_{тг}$ до 0,85.

С апреля 2005 г. лаборатория диагностики в экспериментальном порядке в автоуправлении внедрила технологию предварительного контроля, основанную на экспресс-методах [3], при этом значение $K_{ТГ}$ не изменилось – 0,85, но значительно сократилась трудоемкость диагностирования (на 30 %).

В 2006–2007 гг. автоуправление приобрело новые автосамосвалы БелАЗ-7547 (45 т), обновив парк более чем на 1/3. Факт приобретения новой техники отразился на $K_{ТГ}$, который стал равен 0,88. В то же время начался вывод из эксплуатации изношенных автосамосвалов БелАЗ-7548. К моменту вывода этих автосамосвалов из эксплуатации и за счет работы на обновленном автотранспорте в 2008 г. $K_{ТГ}$ достиг максимальной отметки 0,90.

Из литературного источника [5] известно, что эффективность КАТ снижается после двух лет эксплуатации на 25 %, а после 4 лет – примерно на 50 %, что связано с износом и неравной прочностью узлов и агрегатов. По этой причине уже в 2009 г. произошло снижение $K_{ТГ}$ до значения 0,87.

Однако эффективная работа лаборатории диагностики ПРМ не позволила снизить $K_{ТГ}$ ниже величины, когда диагностика по параметрам масла отсутствовала и эксплуатация проводилась на обновленных автосамосвалах.

Повышение $K_{ТГ}$ главным образом зависит от снижения простоев автомобилей в ремонте:

$$K_{ТГ} = \frac{T_{и}}{\left(T_{и} + \left(T_{р} - \tau_{пр} T_{р}\right)\right)}. \quad (7)$$

Учитывая, что в автоуправлении за период наблюдения внедрений новых технологических процессов, которые могли бы изменить значение $K_{ТГ}$, не наблюдалось, и учитывая влияние периодического обновления парка КАТ, делаем вывод, что диагностика по ПРМ позволяет повысить $K_{ТГ}$ автопарка более чем на 7 %.

Исследованиями [3] установлено, что 27 % простоев связаны с отказами, которые диагностируются экспресс-методами ПРМ и своевременное выявление которых приводит к повышению $K_{ТГ}$. На графике рис. 1 отражено снижение часов простоя КАТ в текущем ремонте (ТР) в год, приходящееся на один среднесписочный автомобиль.

С уменьшением часов простоя в ремонте $T_{р}$ обратно пропорционально растет доля сокращения простоев h_T (%) (рис. 2).

За период работы лаборатории диагностики по ПРМ наблюдается увеличение отборов проб масла N из агрегатов КАТ (рис. 2). Это связано с возможностью применять менее трудоемкие экспресс-методы анализа масла. Увеличение количества диагностируемых проб масла хорошо коррелирует с показателями простоя: наблюдается уменьшение времени пребывания КАТ в ремонте, увеличивается доля сокращения простоя (рис. 3).

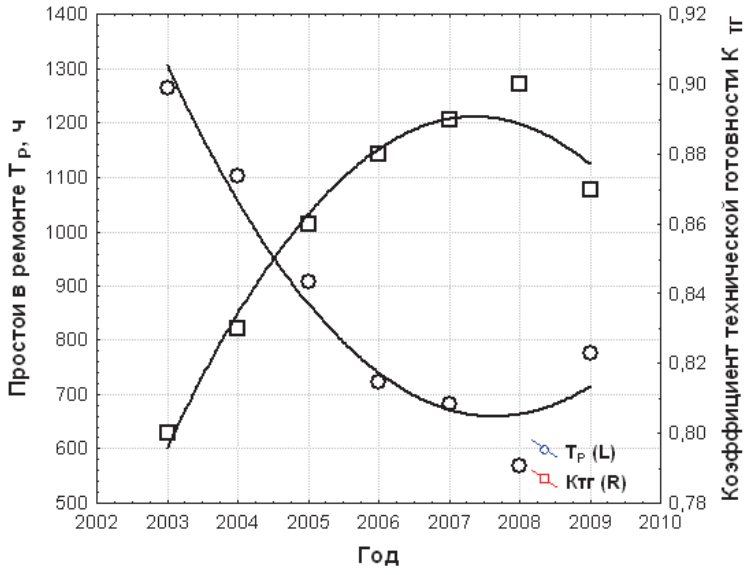


Рис. 1. Зависимость простоя и $K_{ТГ}$ от времени наблюдения

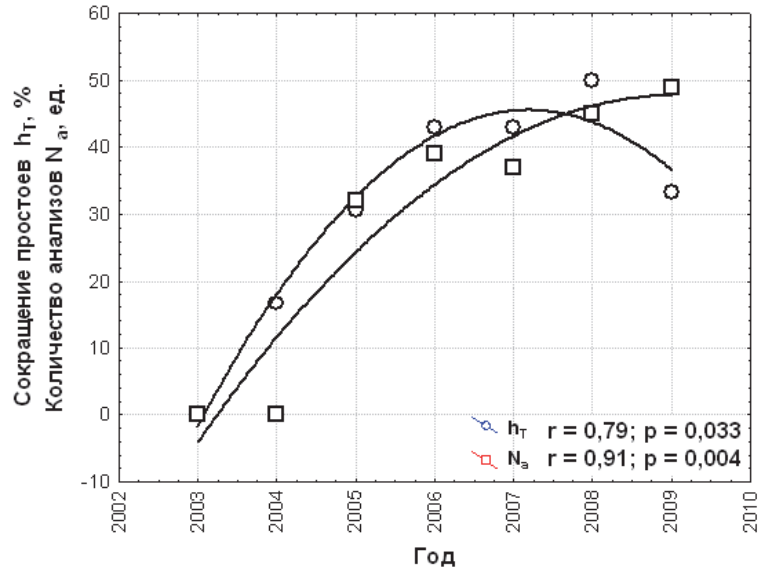


Рис. 2. Зависимость сокращения простоя и количества анализируемых проб масла от времени наблюдения

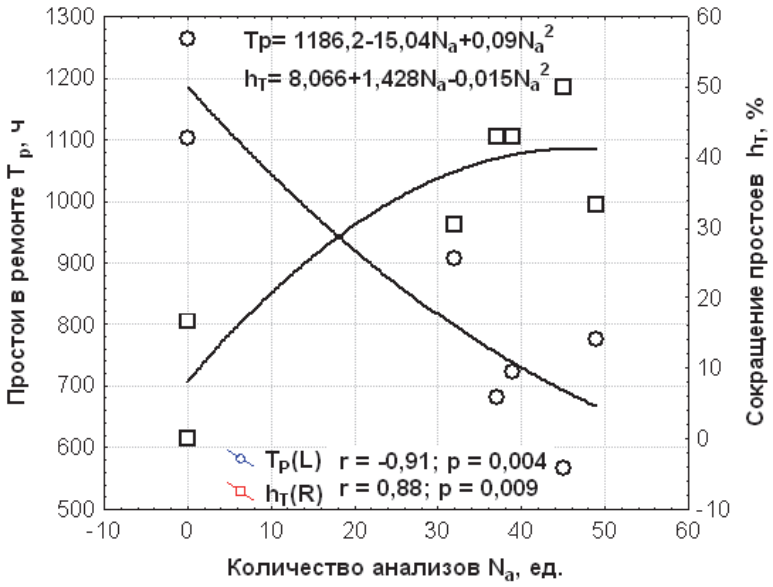


Рис. 3. Зависимость показателей простоя от количества анализируемых проб масла

За 5 лет наблюдений количество диагностируемых проб масла, отбираемых с одного автомобиля, в среднем возросло в 1,5 раза. Причем количественный рост анализируемых проб масла не отразился на значительном увеличении трудоемкости. За это время простои КАТ в зоне ТР в среднем снизились в 1,6 раза.

Исследования показали, что внедрение диагностики агрегатов автомобилей, основанной на рациональном применении комплекса стандартных лабораторных и нестандартных экспресс-методов анализа масла,

в структуру системы технического обслуживания и ремонта автопредприятия позволяет снизить простои автомобилей за счет своевременного поиска и устранения неисправностей и отказов, что ведет к увеличению основного показателя технической эксплуатации автомобилей – коэффициента технической готовности и, как следствие, коэффициента использования парка автомобилей.

Список литературы

1. Квагинидзе В.С., Петров В.Ф., Корецкий В.Б. Ремонтная технологичность большегрузных карьерных автосамосвалов на угольных разрезах Севера. М., 2003.

2. Организация системы диагностирования землеройно-транспортных машин в условиях разреза «Шестаки» / Ю.А. Власов, О.В. Пономарева (Ляпина), Ю.С. Саркисов и [др.] // Ресурсосберегающие технологии технического сервиса. Уфа, 2007. Ч. 1. С. 58–63.

3. Власов Ю.А. Методология диагностики агрегатов автомобилей электрофизическими методами контроля параметров работающего масла: дис. ... докт. техн. наук. Томск, 2015.

4. Соколов А.И., Тищенко Н.Т., Аметов В.А. Оценка работоспособности машин по параметрам работающего масла. Томск, 1991.

5. Гаравский А. Критерии эффективности использования карьерного автомобильного транспорта // Руссо-Балт БелАЗ. 2014. URL: http://www.belaz-export.com/rus/press-center/publikatsii.html.

УДК 629.113.001

Т.В. Овсянникова, В.В. Коваленко, Н.Ф. Булгаков
Сибирский федеральный университет

Оптимизация номенклатуры запасных частей и материалов

Обеспечение высокого уровня готовности парка автотранспортных предприятий (АТП) за счет сокращения времени их вынужденных простоев является основной задачей инженерно-технической службы любого АТП. Простои транспортных средств (ТС) могут быть обусловлены выполнением планового технического обслуживания (ТО), устранением отказов и неисправностей, устраняемых в случайный момент времени (текущий ремонт – ТР), а также являться следствием отсутствия необходимых для выполнения ТО и Р запасных частей.

Для обеспечения высокого уровня технической готовности и выпуска ТС необходимо поддержание оптимального объема оборотного фонда запасных частей.

© Овсянникова Т.В., Коваленко В.В., Булгаков Н.Ф., 2016

На сегодняшний день на предприятии существует двухступенчатая система ТО и Р (система профилактики), которая подразумевает выполнение плановых ТО и аварийных ремонтов (текущего ремонта). При такой действующей системе ТО и Р представляется возможным спрогнозировать номенклатуру запасных частей для ТО (через установленную периодичность), а для текущего ремонта – затруднительно. Поэтому на предприятии проблема номенклатуры и объема запасных частей и материалов является актуальной задачей, требующей совершенствования и исследования. Анализ спроса и объемов хранения в текущее время проводится исходя из приблизительных оценок без прогнозирования изменения технического состояния ТС в будущем.

На предприятии существует несколько уровней хранения и выдачи товарно-материальных ценностей (запасных частей и материалов – ТМЦ): центральный, промежуточный, переходной, инструментальный и др. Определение номенклатуры запасных частей, времени работы и объемов хранения на складах разного уровня осуществляется различными методами. В основу наиболее распространенного анализа складских ресурсов положено деление всей номенклатуры запасных частей для каждой модели ТС по частоте спроса на группы А, В и С [2]. Согласно данному методу, вся номенклатура деталей конкретной модели ТС (с точки зрения спроса на них) делится на группы А, В, С: первая группа А – детали высокого спроса, В – среднего и С – детали редкого спроса.

АВС-анализ – метод, позволяющий классифицировать ресурсы фирмы по степени их важности. Этот анализ является одним из методов рационализации и может применяться в сфере деятельности любого предприятия.

АВС-анализ – это инструмент, который позволяет изучить товарный ассортимент, определить рейтинг товаров по указанным критериям и выявить ту часть ассортимента, которая обеспечивает максимальный эффект.

В его основе лежит принцип Парето – 20 % всех товаров дают 80 % оборота. Идея метода АВС анализа строится на основании принципа Парето: «за большинство возможных результатов отвечает относительно небольшое число причин», в настоящий момент более известного как «правило 20 на 80».

По отношению к АВС-анализу правило Парето может прозвучать так: надежный контроль 20 % позиций позволяет на 80 % контролировать систему, будь то запасы сырья и комплектующих либо запасные части и материалы на предприятии и т. п.

Данный метод анализа получил большое развитие благодаря своей универсальности и эффективности. Результатом АВС-анализа является группировка объектов по степени влияния на общий результат.

По сути, АВС-анализ – это ранжирование ассортимента по разным параметрам. Ранжировать таким образом можно и поставщиков, и склад-

ские запасы, и покупателей, и длительные периоды продаж – все, что имеет достаточное количество статистических данных. Результатом АВС-анализа является группировка объектов по степени влияния на общий результат.

АВС-анализ основывается на принципе дисбаланса, при проведении которого строится график зависимости совокупного эффекта от количества элементов. Такой график называется кривой Парето, кривой Лоренца или АВС-кривой. По результатам анализа ассортиментные позиции ранжируются и группируются в зависимости от размера их вклада в совокупный эффект. В логистике АВС-анализ обычно применяют с целью отслеживания объемов отгрузки определенных артикулов и частоты обращений к той или иной позиции ассортимента, а также для ранжирования клиентов по количеству или объему сделанных ими заказов.

Первый этап проведения АВС-анализа – определение целей. Если целью является сокращение ассортимента, то в качестве основных параметров выбирается объем продаж, прибыль. Если целью является выявление и сокращение затрат на поддержание запасов, то в качестве основных параметров выбирается коэффициент оборачиваемости, объем неликвидов и занимаемая складская мощность. Если требуется исследовать рентабельность, то в качестве основного параметра выбирается коэффициент оборачиваемости, уровень рентабельности. Данные АВС-анализа помогают оптимизировать товарный ассортимент.

Номенклатуру групп А, В, С можно определить с использованием графического и аналитического способов расчетов. Графический способ расчета прост в использовании, но имеет значительную погрешность. Аналитический способ расчета позволяет определять номенклатуру групп с необходимой точностью и является наиболее популярным. Рассмотрим действия АВС-анализа аналитическим методом расчета на примере данных расхода номенклатуры запасных частей и материалов автобусов МАЗ-103 МП г. Красноярска.

На предприятии развита система информационного обеспечения, которая фиксирует информацию о расходе товарно-материальных ценностей: 1С Предприятие, Профилактика ТС. Первая программа используется в основном для оприходования и списания товарно-материальных ценностей. Вторая программа используется для фиксирования ТМЦ при обслуживании ТС с учетом даты выполнения работ и ответственных лиц. Во второй программе разработаны модули первичного анализа собираемых данных, в результате можно проанализировать данные по расходу ТМЦ за различные периоды и условия, например, данные по расходу ТМЦ за 2015 г. автобусов МАЗ-103, представленные на рис. 1.

В табл.1 представлено распределение номенклатуры ТМЦ по группам А, В, С.

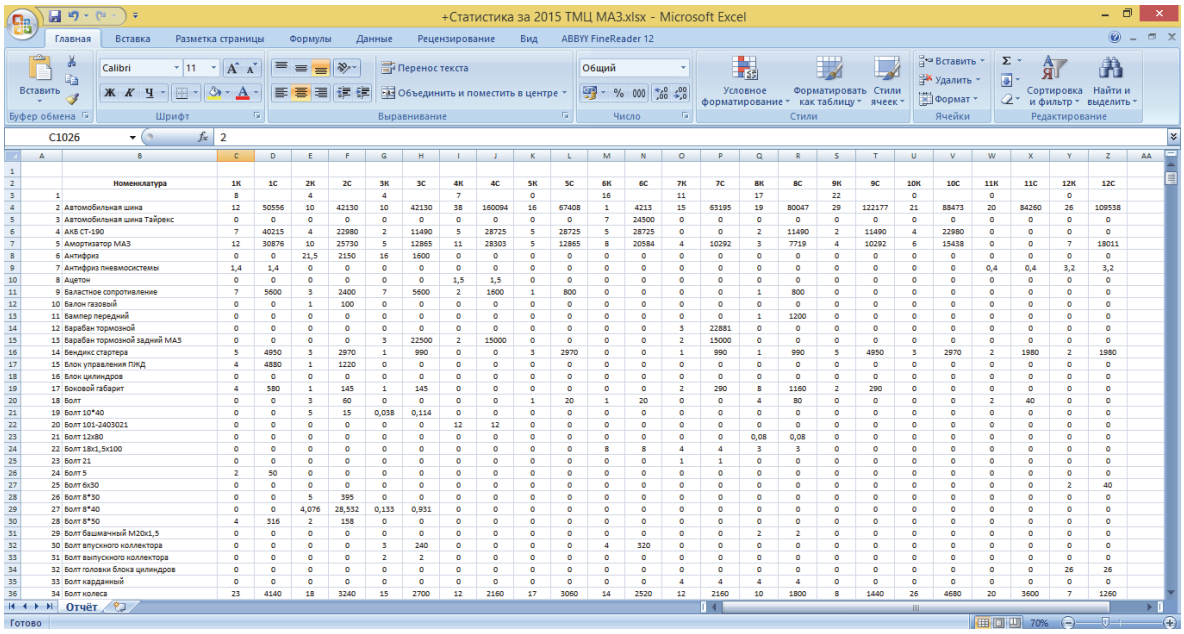


Рис. 1. Статистические данные предприятия за 2015 г.

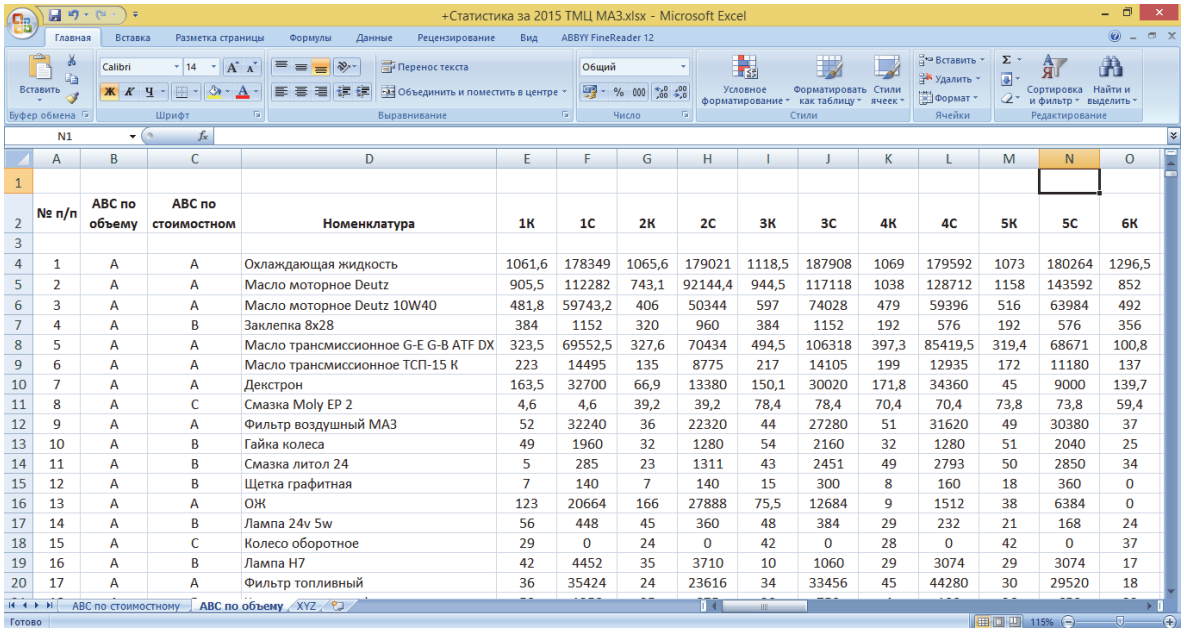


Рис. 2. Результаты применения АВС-анализа

Таблица 1

Распределение номенклатуры ТМЦ по группам А, В, С

	По стоимостному показателю		По объемному показателю	
	N_i	%	N_i	%
Группа А	72	7,1	97	9,5
Группа В	217	21,2	241	23,5
Группа С	734	71,8	685	66,9
Итого	1023	100	1023	100

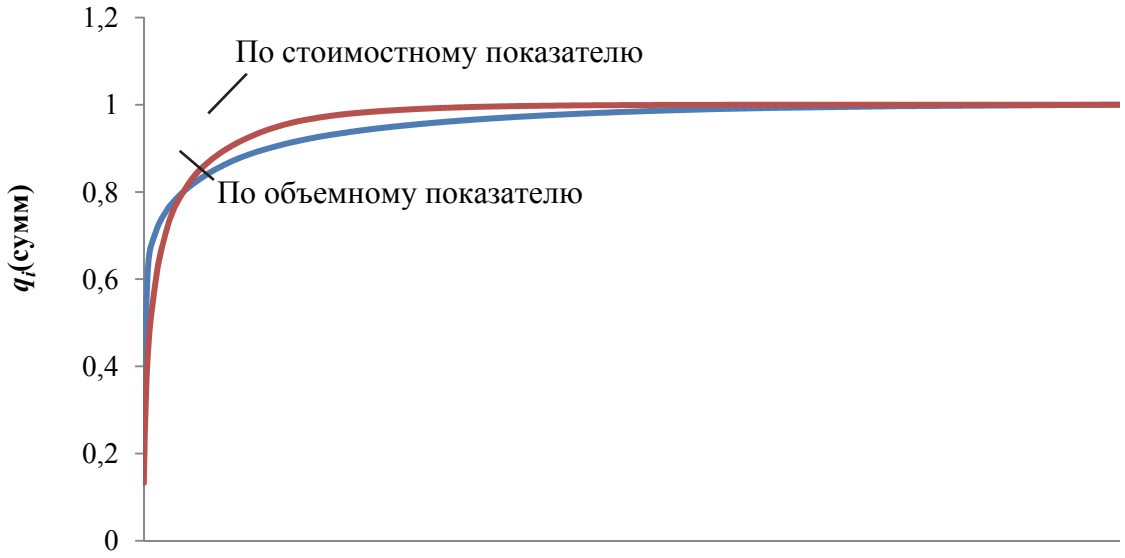


Рис. 3. АВС-анализ номенклатуры автобусов МАЗ-103

Преимущества применения АВС-анализа [1–4] при исследовании спроса на ТМЦ:

1. Простота.
2. Прозрачность.
3. Универсальность. С помощью АВС-метода можно анализировать показатели, которые можно разделить на составляющие элементы.
4. Оценка затрат.
5. Автоматизация.
6. Оптимизация ресурсов.

Недостатки АВС-анализа:

1. Одномерный анализ данных.
2. Увеличение количества групп при многомерном анализе данных.
3. Деление данных.
4. Взаимосвязь между исходными данными и выводами.

Из полученных данных предприятие может выявить номенклатуру ТМЦ, которую необходимо хранить на складе, – наиболее востребованные (группа А). При этом составляет интерес самой группы А (ТМЦ высокого спроса и стоимостного показателя). Небольшие изменения показателей рентабельности, оборачиваемости, цен для этой группы могут привести к значимым изменениям в финансовых показателях предприятия. Также требуется детальное изучение номенклатуры группы А, а именно причины попадания номенклатуры в эту группу.

Представленный анализ номенклатуры ТМЦ не учитывает вероятности проявления отказов, то есть их спроса. Прогнозирование хранимого запаса носит рекомендательный характер, потому что не учитываются показатели надежности элементов и ее изменение при заказах у поставщиков.

Список литературы
1. http://center-yf.ru/data/Marketologu/ABC-analiz.php
2. Транспортная логистика. Оценка параметров производственной программы автотранспортных предприятий / сост. А.В. Олейников, В.А. Васильев. Абакан, 2011.
3. http://statanaliz.info/metody/gruppirovka/28-printsip-pareto-osnova-abc-analiza
4. http://topknowledge.ru/z-o/32-m/3158-metod-avs.html
5. http://5p.ru/?p=297

УДК 629.113
В.Н. Катаргин, Г.М. Зеер, С.А. Кузнецов
Сибирский федеральный университет

Структура отказов форсунок топливной системы типа Common Rail и пути ремонта компонент

Для работы транспортного средства бензиновый или дизельный двигатель нуждается в хорошем топливе. Использование некачественного топлива может серьезно нарушить нормальную работу и в результате привести к отказу элементов двигателя. Топливная система автомобиля наиболее подвержена негативному влиянию от использования некачественного топлива. Существуют три основных причины загрязнения топлива – это окисление, воздействие воды и углеводородных загрязнений, которые в конечном итоге приводят к загрязнению инжекторов и отказу надлежащего сгорания топлива.

В данной статье представлены основные неисправности инжектора топливной системы типа Common Rail от использования топлива, содержащего абразивные частицы.

Известно, что прецизионные пары, к которым относятся плунжер с втулкой, нагнетательный клапан с гнездом, игла с корпусом распылителя форсунки, имеют высокую чистоту обработки поверхностей и требуют индивидуального подбора [1]. Абразивные частицы, попадая в топливный насос высокого давления и форсунки, изнашивают прецизионные пары, а также сопловые отверстия распылителей, что приводит к нарушению процесса подачи топлива, в результате чего ухудшается процесс его сгорания и увеличивается его расход, снижается устойчивость работы двигателя (особенно на малых оборотах и на холостом ходу), повышается дымность и токсичность отработавших газов, ухудшаются пусковые и мощностные свойства двигателя, происходит его перегрев [2].

© Катаргин В.Н., Зеер Г.М., Кузнецов С.А., 2016

Помимо износа происходит загрязнение деталей топливной аппаратуры: твердые частицы, попадая под иглу форсунки, нарушают плотность ее посадки в седло распылителя, а попадая в зазор между стенкой распылителя и иглой, могут привести к ее зависанию в верхнем или нижнем положении, что соответственно приводит к ухудшению тонкости распыления топлива, ведущего к прекращению его подачи в цилиндры двигателя.

Нарушение плотности посадки иглы в седло из-за износа запирающих конусов приводит к прорыву газов из цилиндров двигателя в распылитель, что вызывает окисление топлива и отложение лаков на направляющей поверхности иглы. Это может быть причиной снижения подвижности иглы и ее заклинивания.

С увеличением износа плунжерных пар ухудшаются процессы подачи топлива и его сгорания, увеличиваются продолжительность впрыскивания топлива и период задержки его воспламенения [2]. Это приводит к жесткой работе двигателя из-за его перегрева, уменьшению давления впрыска топлива, вызывает снижение показателей эффективности работы двигателя, повышению токсичности выхлопных газов и увеличению давления в результате неполного сгорания топлива. Загрязненность топлива оказывает неодинаковое влияние на различные эксплуатационные свойства дизеля. Так, увеличение зазора в плунжерных парах с 0,7 до 7 мкм вызывает увеличение индикаторного расхода топлива всего на 5 %, но пуск двигателя при таком зазоре даже при максимальной частоте вращения, которую обеспечивает пусковое устройство, практически невозможен.

Приведенные данные свидетельствуют о том, что обоснованные выше требования к качеству очистки дизельного топлива позволяют увеличить в 2,5–4 раза продолжительность работы плунжерных пар по сравнению с принятой в настоящее время тонкостью очистки топлива, составляющей 15–20 мкм.

В результате загрязненности топлива срок службы насоса высокого давления может уменьшаться в 5–6 раз. Абразивный износ деталей цилиндропоршневой группы уменьшает давление сжатия в камере сгорания, приводит к прорыву горячих газов в картер двигателя, снижает его мощность и увеличивает расход топлива.

На диаграмме представлена статистика отказов элементов инжектора из-за попадания абразивных частиц в дизельное топливо (рис. 1).

Рассмотрим основные отказы и их проявления более детально.

На рис. 2 представлено разрушение и износ седла шарикового клапана [3, 4], данная неисправность приводит к неудовлетворительной работе двигателя, проблемам при запуске и остановке двигателя во время поездки.

Износ распылителя и одностороннее сжатие уплотнительного кольца (рис. 3) [3, 4] приводят к проблемам при холостом ходе (вибрации) и жесткой работе дизеля, в результате возникает шум при сгорании топлива.

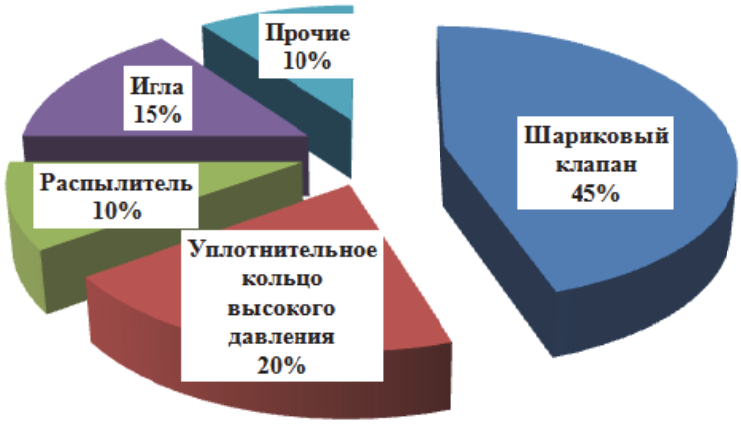


Рис. 1. Статистика отказов элементов инжектора

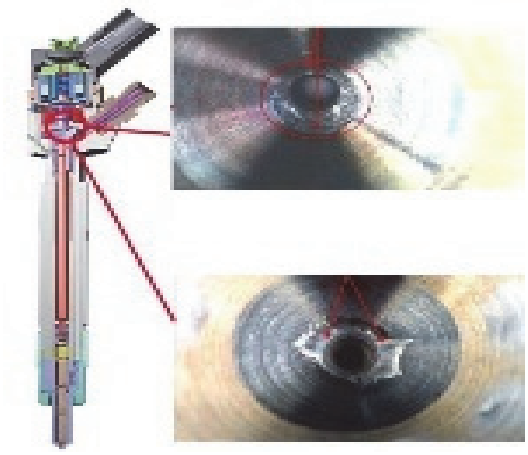


Рис. 2. Повреждение седла шарика клапана

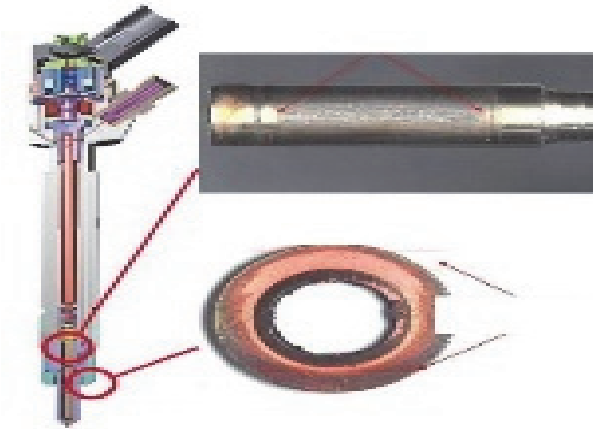


Рис. 3. Износ распылителя и одностороннее сжатие уплотнительного кольца

На рис. 4 представлено механическое повреждение распылителя из-за попадания посторонних частиц в камеру сгорания [3, 4], что приводит к неудовлетворительной работе автомобиля и некачественному сгоранию топлива.

Низкая подвижность поршня клапана или иглы распылителя из-за использования топлива низкого качества с присутствием абразивных частиц ведет к неудовлетворительной пусковой характеристике и работе двигателя со сбоями [3, 4] (рис. 5).

В рамках проведенного исследования были получены электронно-микроскопические изображения, изготовленные с помощью растрового электронного микроскопа JEOL JSM-6490 LV [5].

Было выбрано 9 клапанов с разными пробегами, на рис. 6, 7 представлены изображения типичных видов износа. Полученные нами закономерности совпали с ранее приведенными, представленными на сайте «Ресурсы дизелиста» [3].

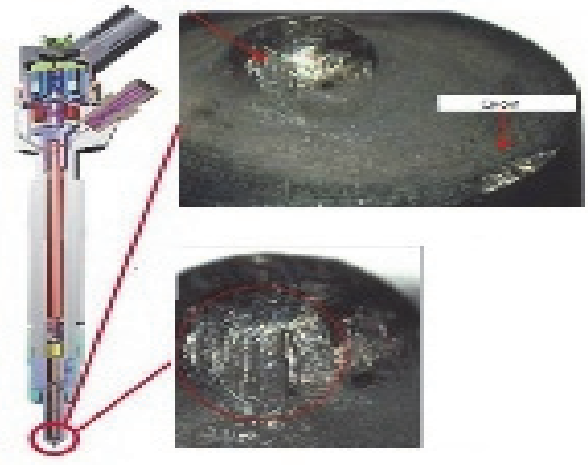


Рис. 4. Механическое повреждение распылителя

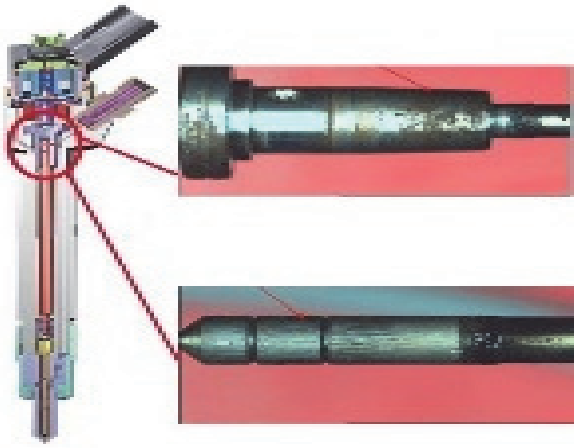


Рис. 5. Повреждение поршня клапана и иглы распылителя

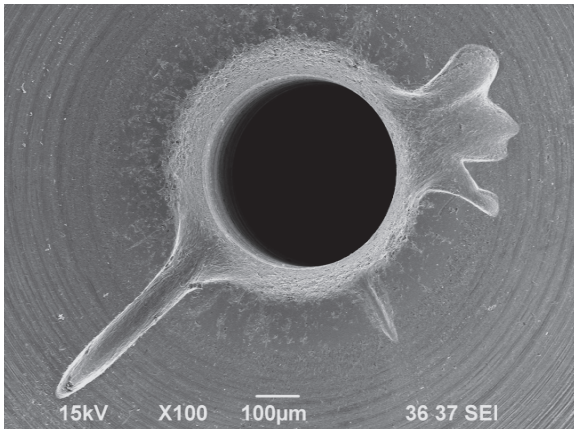


Рис. 6. Клапан № 2

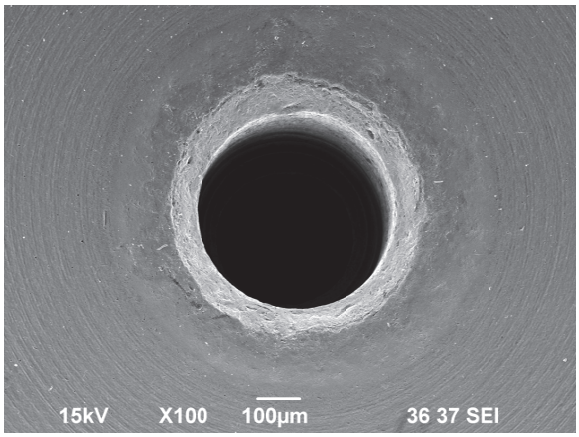


Рис. 7. Клапан № 4

Наш анализ структуры отказов показывает, что основная доля неисправностей занимает износ шарикового клапана CR, составивший 45 % от всех компонентов инжектора. Для предотвращения существующей проблемы целесообразно проводить через определенный пробег профилактические работы по устранению повреждений. Такими работами является осмотр клапанов с последующей чисткой, а при необходимости – восстановлением рабочей поверхности с помощью ручной или автоматизированной притирки. Такие мероприятия позволят продлить ресурс работы форсунок до 50 %.

Электронно-микроскопические исследования проведены в лаборатории электронной микроскопии ЦКП СФУ.

Список литературы

1. URL: http://autostamo.ru/content/топливо-для-дизельных-двигателей.

2. Грехов Л.В. Аккумуляторные топливные системы двигателей внутреннего сгорания типа Common rail. М., 2000. С. 41.

3. Информационно справочный уголок. Ресурсы дизелиста. URL: http://dizelist.ru/index.php/galereya/160-neispravnosti-forsunki-cr

4. Катаргин В.Н., Хмельницкий С.В., Кузнецов С.А. Перспективные методы ремонта компонентов дизельной аппаратуры автомобильных двигателей. Красноярск, 2015. С. 4.

5. Растровый электронный микроскоп JEOL JSM-6490 LV. Сибирский федеральный университет 2006–2016. URL: http://www.research.sfu-kras.ru/node/47.

УДК 629.113

О.В. Жавнер, В.Н. Катаргин, С.В. Хмельницкий, П.Г. Руденко
Сибирский федеральный университет

Проблемы эксплуатации автомобилей премиальных брендов с пневматической подвеской в суровых природно-климатических условиях (на примере г. Красноярска)

В настоящее время прослеживается тенденция постоянного роста продаж автомобилей, оснащенных пневматической подвеской. Пневматическую подвеску устанавливают на легковые автомобили, электромобили, автобусы и т. д. У каждого производителя есть автомобили премиум-класса. В целях сегментации рынка по группам потребителей завод-изготовитель комплектует автомобили премиум-класса пневматической подвеской. Это обусловлено тем, что автомобили премиум-сегмента требуют повышенного комфорта от вождения. Для снижения себестоимости автомобилей и увеличения прибыли производители ищут более дешевые комплектующие для пневматической подвески. Это ведет к снижению уровня технологичности и отражается на функциональных особенностях элементов этой подвески.

Пневматическая подвеска, как и другие разновидности, имеет ряд достоинств и недостатков [3]. К достоинствам можно отнести высокие показатели плавности хода автомобиля и отсутствие шумов работы упругих элементов. Также к достоинству можно отнести возможность измерения клиренса автомобиля (в ручном и автоматическом режиме) в зависимости от изменения скорости автомобиля и неравномерного распределения нагрузки на авто.

Недостатками пневматической подвески являются: конструктивная сложность исполнения этой системы; высокая стоимость эксплуатации

© Жавнер О.В., Катаргин В.Н., Хмельницкий С.В., Руденко П.Г., 2016

подвески; высокая стоимость элементов подвески; дороговизна обслуживания пневмоподвески (стоимость нормо-часа работ при ремонте очень высока); плохая ремонтопригодность (резинокордная оболочка при ее повреждении не восстанавливается, а требует замены) [4]. При отказе одного из основных элементов системы (например, блока клапанов) автомобиль «падает», и эксплуатация автомобиля возможна только в аварийном режиме. Все эти особенности приводят к снижению эксплуатационных показателей, росту затрат на техническое обслуживание и ремонт подвески, а также к снижению лояльности клиентов, привязанных к тому или иному бренду. Таким образом, разработка средств и методов снижения затрат на эксплуатацию автомобилей с таким типом подвески является актуальной задачей.

В ряде источников уже рассматривались проблемы, связанные с отказом элементов пневматической подвески автомобилей [2]. При дальнейшем исследовании системы пневмоподвески выяснилось, что наиболее уязвимыми местами оказались клапана (блока клапанов и компрессора) и пневматические стойки.

По результатам исследования после обработки и структуризации информации установлено, что наибольшую долю отказов составляют пневматические стойки и клапанный механизм (блок клапанов и компрессор), рис. 1. Конструктивной особенностью работы клапанов является то, что они выполнены с высоким классом точности взаимного сопряжения. Данные элементы очень чувствительны к изменению рабочей среды, и эксплуатация агрегатов в условиях повышенной влажности ведет к нарушению работоспособности этих систем и возможным отказам.

Рассмотрим пример неисправностей элементов пневмоподвески. На рис. 2 приведена структура отказов пневматической подвески. Отказ связан с повышенной влажностью в системе пневмоподвески. Такая неисправность вызвана агрессивными условиями эксплуатации, свойственными регионам с низкой температурой и повышенной влажностью.

Рис. 1. Структура отказов

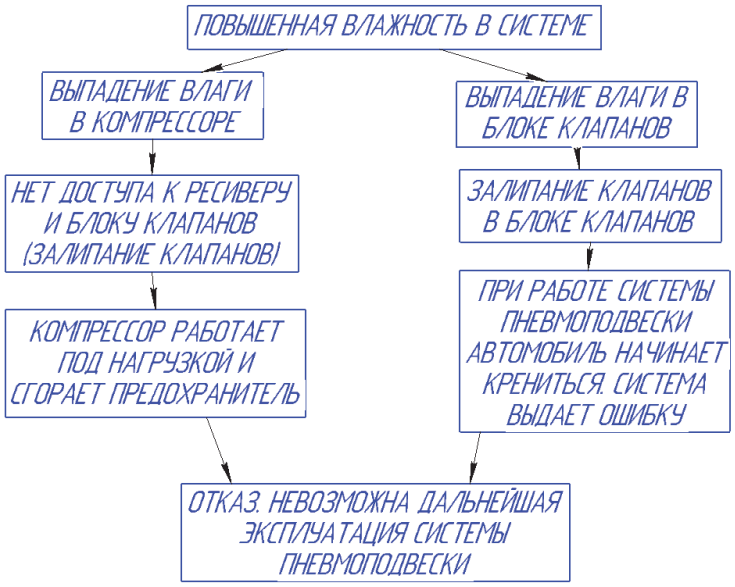


Рис. 2. Структурная схема отказов элементов пневмоподвески

Давайте более подробно рассмотрим проблему выпадения влаги в блоке клапанов (рис. 5) и на его примере разберем отказ системы пневмоподвески в случае выпадения влаги и залипания клапанов стоек.

Компоненты блока клапанов выполнены с высокой точностью сопряжения. Это означает, что элементы чувствительны к повышенной влажности в системе пневмоподвески. При работе системы пневмоподвески в случае, когда азота в системе недостаточно, происходит подкачка воздуха из атмосферы. Воздух имеет отличительные от азота свойства. В условиях эксплуатации автомобиля в регионах с повышенной влажностью и низких температур это ведет к интенсивному скоплению влаги в системе пневмоподвески. Это, в свою очередь, приводит к скоплению влаги в блоке клапанов (рис. 4). При перепаде температур достигается порог (точка росы), и на стенках цилиндра образуется конденсат. При дальнейшем падении температуры образовавшаяся влага между рабочими поверхностями замерзает. Происходит залипание клапана. При следующем рабочем цикле блока клапанов происходит отказ клапанов. Залипшие клапаны не открываются и газ в стойки не поступает. Система пневмоподвески выдает ошибку, дальнейшая эксплуатация автомобиля невозможна.

Таким образом, проведенный анализ работоспособности и причин отказов пневматической подвески автомобилей премиум-класса позволил сделать вывод о том, что основные отказы элементов подвески чаще всего связаны с изменением параметров технического состояния, вызванных блокированием свободного хода конструктивных элементов клапанов, деталей компрессора и других конструктивов, изготовленных с высоким квалитетом точности. Следовательно, проведенный анализ данной проблемы и реализация ее решения видится в двух направлениях.

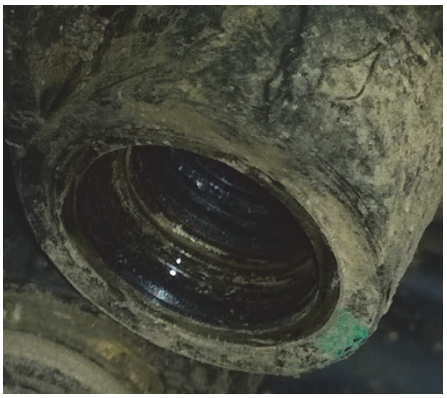


Рис. 3. Выпадение влаги в компрессоре

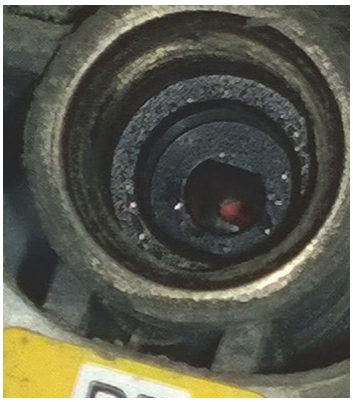


Рис. 4. Выпадение влаги в блоке клапанов

Рис. 5. Укрупненная структурная схема блока клапанов

Решение можно свести к конструктивным доработкам элементов пневматической подвески. Конструктивная доработка этих элементов, по нашему мнению, видится на этапе производства автомобиля либо на этапе продажи автомобиля, его эксплуатации и сервисного обслуживания. Сервисное обслуживание должно выполняться официальными дилерами или представителями завода. К таким конструктивным доработкам можно отнести: рекомендация для дилера – это установка дополнительных фильтров адсорберов на забор воздуха из атмосферы и на выход из ресивера. Данный фильтр способен дополнительно осушать входящий из атмосферы воздух, что снизит вероятность выпадения влаги в системе пневмоподвески. Рекомендация для завода-изготовителя – изменение расположения элементов системы пневмоподвески (блока клапанов) и применение чистого азота в совокупности с замкнутой системой пневмоподвески. Дополнительное конструктивное предложение для решения данной проблемы – изменение расположения датчика давления (перенос датчика из блока клапанов в компрессор). Это позволит при данном алгоритме работы исключить попадание влаги в систему.

Список литературы

1. Katargin V., Pisarev I., Khmelnitsky S. Supporting model of decision-making on advisability to carry on the repair-and– renewal operations // Proceedings of 17th International Conference Transport Means. Lithuania, 2013.

2. Катаргин В.Н., Хмельницкий С.В., Руденко П.Г. Обзор основных отказов элементов пневматической подвески автомобилей премиум-класса // Проспект Свободный – 2015. Красноярск, 2015.

3. Ананьин А.Д., Михлин В.М., Габитов И.И. Диагностика и техническое обслуживание машин. М., 2008.

4. «Автопилот» – журнал для автомобилистов. О проблемах пневмоподвески в экстремальных условиях. URL: http://pnevma.ru

УДК 629

Н.Ф. Булгаков, В.В. Коваленко, И.М. Колесников,
Т.В. Овсянникова, А.В. Горбанева, С.Н. Шалимов
Сибирский федеральный университет

Механизм проектирования технологии профилактики по прогнозируемым параметрам (на примере автобусов)

Оценка работоспособности автобусов в условиях эксплуатации Сибири и Крайнего Севера – трудоемкая и сложная проблема. Еще до настоящего времени используется устаревшая – двухуровневая система технического обслуживания (ТО) и ремонта автотранспортных средств, которая предполагает проведение ТО по расчетным значениям показателей, а текущий ремонт (ТР) – по потребности. Стратегия по потребности имеет определенное достоинство, с одной стороны, потому что деталь вырабатывает полностью свой ресурс. С другой, из-за отсутствия знаний о закономерности проявления случайных событий отказы деталей проявляются внезапно – заменяются в случайный, нерегламентированный момент времени. Проявляются сходы с линии АТС, система работает с перегрузкой либо с недогрузкой. Существенным недочетом является и то, что основные показатели эффективности технической службы: коэффициент технической готовности, трудоемкость и периодичность обслуживания – рассчитываются по средним значениям с использованием детерминированного метода. При этом математическая модель оценки количества случайных, внезапных либо аварийных отказов деталей, лимитирующих безопасность, устраняемых методом текущего ремонта АТС, еще на стадии проектирования сложной системы, отсутствует. Поэтому существующая система ТО

© Булгаков Н.Ф., Коваленко В.В., Колесников И.М., Овсянникова Т.В., Горбанева А.В., Шалимов С.Н., 2016

и ТР АТС, еще на стадии ее проектирования, не отвечает современным требованиям обеспечения высокого уровня безотказности при установленных режимах ТО с использованием корректирующих коэффициентов [1, 5]. Система работает с перебоями, хаотично, без надлежащего оперативного, информационного, нормативного, технологического и экономического обеспечения. В табл. 1 приведены расчетные характеристики автобусов, полученные при различных исходных вариантах нормирования периодичности ТО АТС: 20, 24, 36 тыс. км. [1–3].

Как видно из табл. 1, затраты на ТО в зависимости от величины периодичности уменьшаются, а трудоемкость отказавших деталей, заменяемых при ТР АТС, находится в стационарном состоянии, то есть не изменяется в зависимости от пробега автобусов, что противоречит ранее проведенным исследованиям, логике управления сложными системами массового обслуживания и, наконец, из-за отсутствия модели расчета входящего потока требований [2].

Таблица 1

Показатели эффективности системы профилактики автобусов МП г. Красноярска КПАТП

Наименование показателя	Обозначение	Значение		
		По Положению и ОНТП 01-91	Рекомендации завода-изготовителя	Принятое на предприятии
Списочное число АТС, ед.	$А_с$	108	108	108
Дней работы АТС в году, дн.	$Д_{раб}$	365	365	365
Коэффициент выпуска	αв	0,85	0,85	0,85
Периодичность ТО-1, км	LТО$_1$	**5000**	**7500**	**12 000**
Периодичность ТО-2, км	LТО$_2$	**20 000**	**30 000**	**36 000**
Годовой пробег АТС, км	$L_г$	73 971	73 800	74 237,29
Коэффициент технической готовности	αt	0,92	0,92	0,92
Количество ТО-1 в год	$N_{ТО1}$	**1837**	**787**	**449**
Количество ТО-2 в год	$N_{ТО2}$	**583**	**283**	**197**
Количество ТР в год	N_{Ci}	**???**	**???**	**???**
Годовые объемы работ, чел.-ч.	T_i			
ТО-1	$T_{ТО-1}$	22 732	9739	5556
ТО-2	$T_{ТО-2}$	28 858	11 533	9752
ТР	$T_{ТР}$	**64 775**	**64 625**	**65 007**
Число постов обслуживания, ед.	X_i			
ТО-1	$X_{ТО-1}$	5	2	2

Окончание табл. 1

Наименование показателя	Обозначение	Значение		
		По Положению и ОНТП 01-91	Рекомендации завода-изготовителя	Принятое на предприятии
ТО-2	$X_{ТО-2}$	6	3	2
Д	$X_{Д}$	1	1	1
ТР	$X_{ТР}$	4	4	4
Затраты на обслуживание, руб.	C_i			
ТО-1	$C_{ТО-1}$	6 429 500	2 754 500	1 571 500
ТО-2	$C_{ТО-2}$	6 996 000	3 396 000	2 364 000
Итого на ТО	**$\Sigma C_{пн\ то}$**	13 425 500	6 150 500	3 935 500
ТР	$C_{ТР}$	9 068 500	9 047 500	9 100 980
Итого ТО + ТР	$\Sigma C_{ПН}$	22 494 000	15 198 000	13 036 480

На рис. 1 в результате проведенного анализа работоспособности системы ТО и ТР автобусов представлена гистограмма закономерности распределения входящего потока, позволяющая оценить закономерность распределения отказов деталей, устраняемых методом ТР АТС, в зависимости от установленной периодичности ТО автобусов.

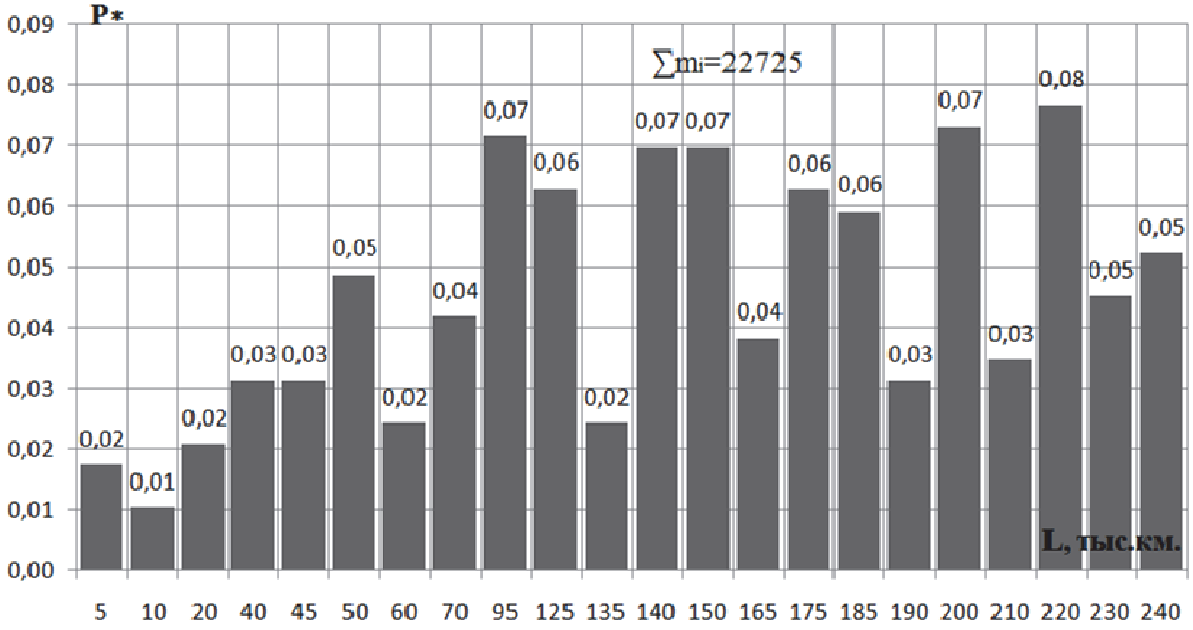


Рис. 1. Частость текущего ремонта между плановыми видами обслуживания автобусов

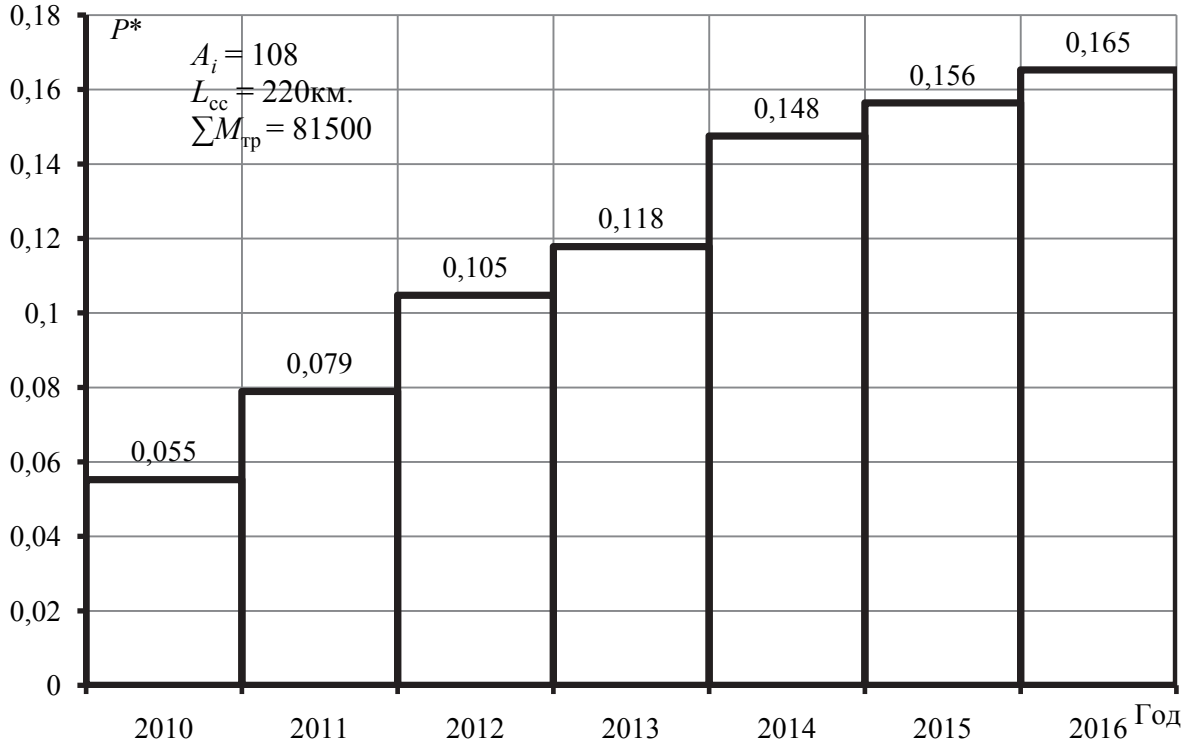
Рисунок показывает, что, несмотря на своевременную постановку автобусов в соответствии расчетной периодичностью в подсистему ТО и ТР, заметен рост отказов. Последнее обстоятельство убедительно доказывает, что существующая система ТО и ТР автобусов, методы ее организационного, информационного и экономического обеспечения требуют существенного уточнения, модернизации как теоретических основ профилактики, так и технологии образования инженерных кадров.

На следующем этапе исследованы эксплуатационные затраты на проведение ТО и ТР автобусов. Для этого приведена экономическая модель расчета затрат на поддержание надежности:

$$C_{\text{ПН}} = C_{\text{зч}} + C_{\text{ТЗ}} + C_{\text{СМ}} + C_{\text{пр}}, \quad (1)$$

где $C_{\text{зч}}$ – затраты на запасные части, руб.; $C_{\text{ТЗ}}$ – трудовые затраты, руб.; $C_{\text{СМ}}$ – затраты на смазочные материалы, руб.; $C_{\text{пр}}$ – затраты на компенсацию простоя АТС при ТО и ТР, руб.

Экспериментальные данные для статистических исследований получены в ПАТП г. Красноярска путем создания новой технологии информационного обеспечения, алгоритмов и программ для ЭВМ [2, 3], рис. 4.



$\Sigma M_{\text{тр}}$ – суммарный входящий поток; A_i – количество автобусов;
$L_{\text{сс}}$ – среднесуточный пробег автобуса

Рис. 2. График изменения входящего потока на обслуживание автобусов по годам

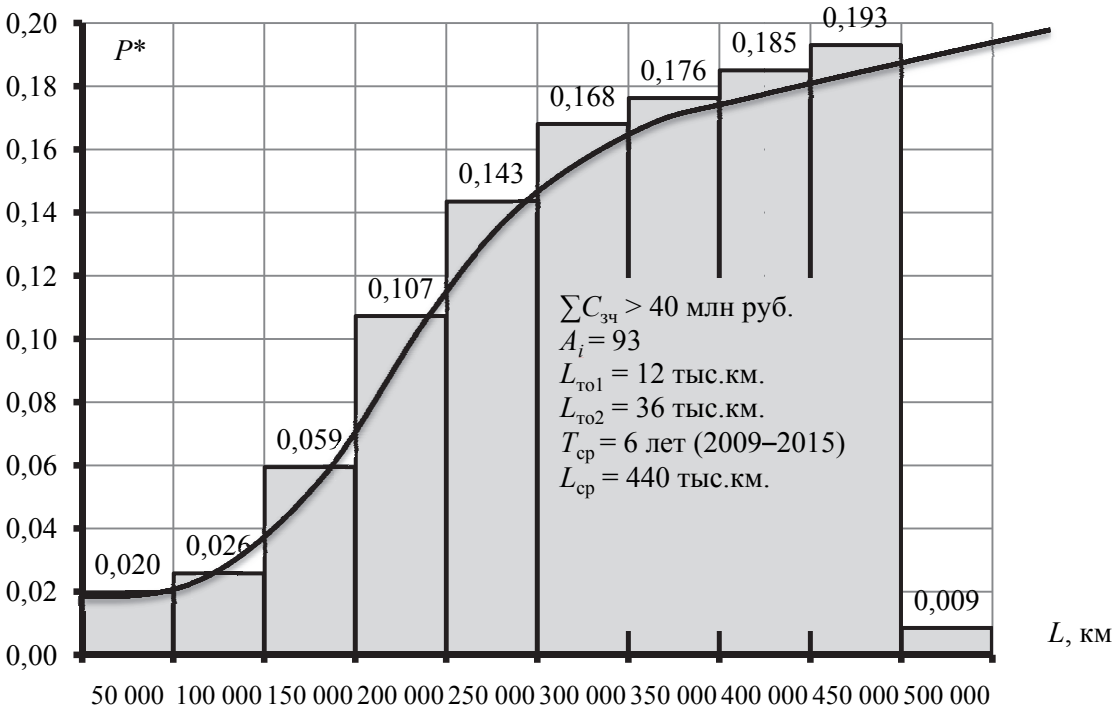


Рис. 3. График изменения затрат на запасные части на интервалах технического ресурса

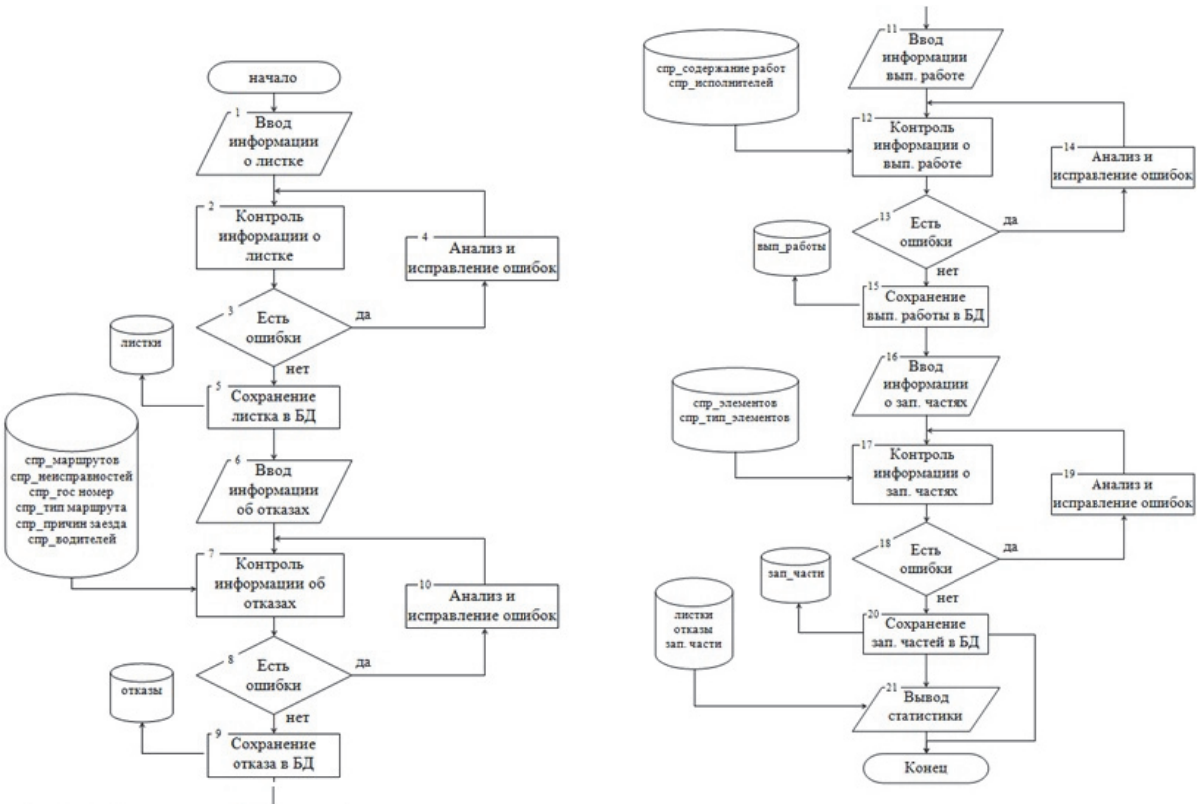


Рис. 4. Блок-схема алгоритма сбора информации

В результате анализа суммарных эксплуатационных затрат на поддержание надежности автобусов установлены средние удельные затраты, которые составили 72 руб./км. Снижение затрат в процессе эксплуатации путем внедрения инновационных технологий для оказания сервисных услуг населению – предмет дальнейшего исследования совместно с Департаментом г. Красноярска и Министерством транспорта Красноярского края.

Список литературы

1. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. М., 1986.
2. Булгаков Н.Ф., Бурхиев Ц.Ц. Управление качеством профилактики автотранспортных средств. Моделирование и оптимизация. Красноярск, 2004.
3. А. с. № 2010614370. Модель автоматизированного управления информационным обеспечением системы профилактики / Н.Ф. Булгаков, В.В. Коваленко, С.Н. Шалимов. 06.07.2010.
4. ГОСТ 27.002–89. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения.
5. Напольский Г.М. Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций обслуживания. М., 1985.
6. ОНТП 01–91.
7. Крамаренко Г.В. Техническая эксплуатации автомобилей. М., 1972.

УДК 621.87

С.А. Асриян, М.А. Косов
Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет
ООО «Русский сертификационный центр»

Эксплуатационные факторы, влияющие на долговечность керамических материалов в СДМ

Строительные и дорожные машины (СДМ) – под этим термином мы подразумеваем следующую группу машин: экскаваторы – универсальные, специальные, скреперы, бульдозеры, автогрейдеры, катки и другие [1].

Керамика – неметаллические материалы из тугоплавких неорганических соединений, получаемых спеканием, плазмохимическим и другими различными методами. К основным методам обработки керамики относятся термообработка и размерная обработка поверхности.

Керамические материалы получают все большее распространение в машиностроении. Керамические материалы имеют высокую жесткость,

© Асриян С.А., Косов М.А., 2016

а также твердость и износоустойчивость значительно выше твердости чугуна и гранита, поэтому их довольно часто используют в конструкции СДМ.

В настоящее время нельзя на основе теоретических положений, не исследуя эксплуатационные свойства, сколько-нибудь надежно прогнозировать долговечность применения керамических материалов и надежность того или иного элемента системы. Это объясняется тем, что применение керамики, а также преимущества данного способа в СДМ зависят от множества одновременно действующих факторов.

Основные физико-механические характеристики некоторых материалов для износостойких трибосопряжений приведены в табл. 1, где в целях сравнения приведены свойства конструкционных керамических и металлокерамических материалов.

Таблица 1

Физические и физико-механические характеристики износостойких материалов

Материал, характеристики	РКК (SiSiC) – керамика (карбидокремневая)	SSiC – керамика (карбидокремневая)	A12O3 – металлокерамика	ВК8-В – (металлокерамика)
Плотность, г/см^3	3,05–3,08	3,12–3,17	3,8–3,9	14,6–14,8
Твердость по Виккерсу, Гпа	25–30	26–28	17–21	12–13
Предел прочности при изгибе, МПа	360–410	350–400	300–350	1900–2500
Модуль Юнга, ГПа	340–400	370–410	350–380	550–600
Трещиностойкосгь, МПа · м^{0,5}	3,5–4,5	3–4	3,5–4	15
Теплопроводность, Вт · м$^{-1}$ К$^{-1}$	140–180	100–120	28–32	45–50

В рассматриваемом ряду своими показателями по прочности и трещиностойкости выделяется твердосплавный материал ВК8-В. Однако его твердость уступает высокотвердым конструкционным керамикам более чем в два раза, что снижает эффективную износостойкость материала. Кроме того, твердые сплавы отличает высокая плотность.

Одним из путей повышения уровня прочностных характеристик изделий из карбидокремниевых материалов является оптимизация микроструктуры керамики на основе концепции количественной оценки ее качества [2]. Согласно этой концепции реальные микроструктуры таких керамик, полученных различными способами, могут быть рассмотрены как бинарные композиции, состоящие из топологически связанной компонен-

ты, обеспечивающей необходимый уровень физико-механических показателей и дискретной «разупрочняющей» компоненты.

Керамика как материал в СДМ применяется для изготовления:

- поршней дозировочных насосов;
- плунжеров насосов высокого давления;
- контактных колец для уплотнения насосов;
- защитных гильз валов;
- подшипников качения и скольжения;
- сопел;
- направляющих;
- формованных деталей высокой износостойкости;
- вытяжных калибров и направляющих элементов проволочных станков;
- прессовочных штампов;
- уплотнительных колец.

Характеристики керамики приведены в табл. 2.

Таблица 2

Характеристики основных видов керамики, применяемых в машиностроении

Функциональный тип керамики	Используемые свойства	Применение	Используемые соединения
Электрокерамика	Электропроводимость, электроизоляционные, диэлектрические и пьезоэлектрические свойства	Интегральные схемы, конденсаторы, вибраторы, зажигатели, нагреватели, термисторы, транзисторы, фильтры, солнечные батареи, твердые электролиты	BeO, MgO, Y_2O_3, ZnO, Al_2O_3, ZrO_2, SiC, B4C, TiC, CdS, титанаты, Si_3N_4
Термокерамика	Жаропрочность, жаростойкость, огнеупорность, теплопроводность, коэффициент термического расширения (КТР), теплоемкость	Огнеупоры, тепловые трубы, футеровка высокотемпературных реакторов, электроды для металлургии, теплообменники, теплозащита	SiC, TiC, B_4C, TiB_2, ZrB_2, Si_3N_4, BeS, CeS, BeO, MgO, ZrO_2, Al_2O_3, TiO, композиты
Механокерамика	Твердость, прочность, модуль упругости, вязкость разрушения, износостойкость, триботехнические свойства, КТР, термостойкость	Керамика для тепловых двигателей, уплотнительная, антифрикционная и фрикционная керамики, режущий инструмент, пресс-инструмент, направляющие и другие износостойкие детали	Si_3N_4, ZrO_2, SiC, TiB_2, ZnB_2, TiC, TiN, WC, B_4C, Al_2O_3, BN, композиты

Окончание табл. 2

Функциональный тип керамики	Используемые свойства	Применение	Используемые соединения
Сверхпроводящая керамика	Электропроводимость	Линии электропередач, МГД-генераторы, накопители энергии, интегральные схемы, железнодорожный транспорт на магнитной подвеске, электромобили	Оксидные системы: La–Ba–Cu–O, La–Sr–Cu–O, Y–Ba–Cu–O

Основными эксплуатационными факторами, показывающими преимущества применения керамических материалов в СДМ, являются:

- низкий коэффициент трения;
- низкая химическая активность;
- высокая коррозионная стойкость;
- снижение веса и деталей конструкции;
- устойчивость к тепловому воздействию.

Основными этапами изготовления деталей СДМ из керамики являются:

- химический анализ и подготовка исходного керамического сырья;
- тонкий помол и смешивание компонентов;
- формование заготовки изделия;
- механическая обработка необожженных заготовок;
- сушка заготовок;
- обжиг (предварительный и окончательный);
- глазурование.

По некоторым данным, стоимость исходных материалов и консолидации составляет всего лишь 11 % (для металлов – 43 %), в то время как на обработку приходится 38 % (для металлов – 43 %), а на контроль – 51 % (для металлов – 14 %) [3].

Для контроля керамических деталей чаще всего используют рентгеновскую и ультразвуковую дефектоскопию. Учитывая, что большинство керамических материалов имеет низкую вязкость и пластичность и, соответственно, низкую трещиностойкость, для аттестации изделий применяют методы механики разрушения с определением коэффициента интенсивности напряжений.

Керамические материалы и опыт их эксплуатации позволяют оптимизировать конструкторские и инженерные решения при проектировании и изготовлении СДМ для различных отраслей промышленности.

Список литературы
1. ГОСТ Р ИСО 6165–2010. Машины землеройные. Классификация. Термины и определения.
2. Stereological microstructure description of structural SiC ceramics as composite material / V.Rumyantsev, A. Osmakov, S. Boykov, V. Fishev. June 6-18, 2010.
3. Украинская ассоциация сталеплавильщиков. URL: http://www.uas.su.

УДК 629.113
Ф.Ю. Смоленков, И.М. Блянкинштейн, А.С. Кашура, А.М. Асхабов
Сибирский федеральный университет

Расчетные оценки составляющих суммарного люфта рулевого управления автобуса МАЗ-103

В процессе эксплуатации автомобилей под действием ударных нагрузок, трения и других факторов техническое состояние элементов рулевого управления изменяется: подвижные сочленения изнашиваются, в них появляются люфты. В дальнейшем все это не только негативно влияет на долговечность деталей рулевого управления, но и сказывается в целом на управляемости автомобиля и безопасности движения [1–3].

Согласно ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств» параметром, характеризующим техническое состояние рулевого управления, является суммарный люфт рулевого колеса [4]. Под суммарным люфтом понимают угол поворота рулевого колеса от положения, соответствующего началу поворота управляемых колес в одну сторону, до положения, соответствующего началу их поворота в противоположную сторону от положения, соответствующего прямолинейному движению транспортного средства.

В связи с разработкой и исследованием способа диагностирования технического состояния элементов рулевого управления, основанного на использовании видеорегистрации [5], была поставлена цель: разработать математическую модель поэлементного формирования суммарного люфта рулевого управления МАЗ-103 и с помощью ее теоретически проанализировать вклад каждого сочленения в суммарный люфт.

В результате анализа конструкции рулевого управления автобуса МАЗ-103 (рис. 1) была составлена его кинематическая схема (рис. 2) и идентифицированы типы подвижных элементов (пар).

Суммарный люфт в рулевом управлении формируется из люфтов в карданных передачах *1*, угловом редукторе *2*, рулевом механизме *3*,

© Смоленков Ф.Ю., Блянкинштейн И.М., Кашура А.С., Асхабов А.М., 2016

в шаровых сочленениях рулевого привода A, B, C, O, D, E, F, в ступичных подшипниках колес S_1, S_2 (рис. 2).

Для составления модели и определения влияния элементов рулевого управления на величину суммарного люфта рассмотрим происхождение и характер люфтов в составляющих элементах. Так, карданные валы, выходные звенья углового редуктора и рулевого механизма в процессе работы рулевого управления совершают вращательное движение, а элементы рулевого привода – плоскопараллельное.

Для обеспечения идентичности модели объекту также необходимо учитывать физическую природу формирования износов подвижных сочленений в рулевом управлении и характер проявления их в кинематике движения.

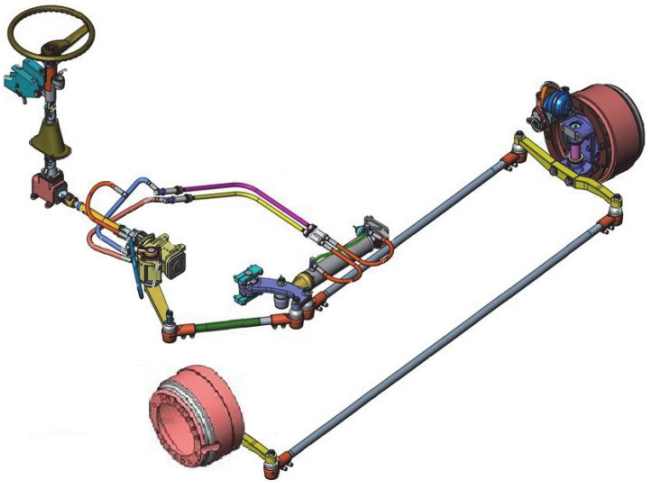


Рис. 1. Рулевое управление автобуса МАЗ-103

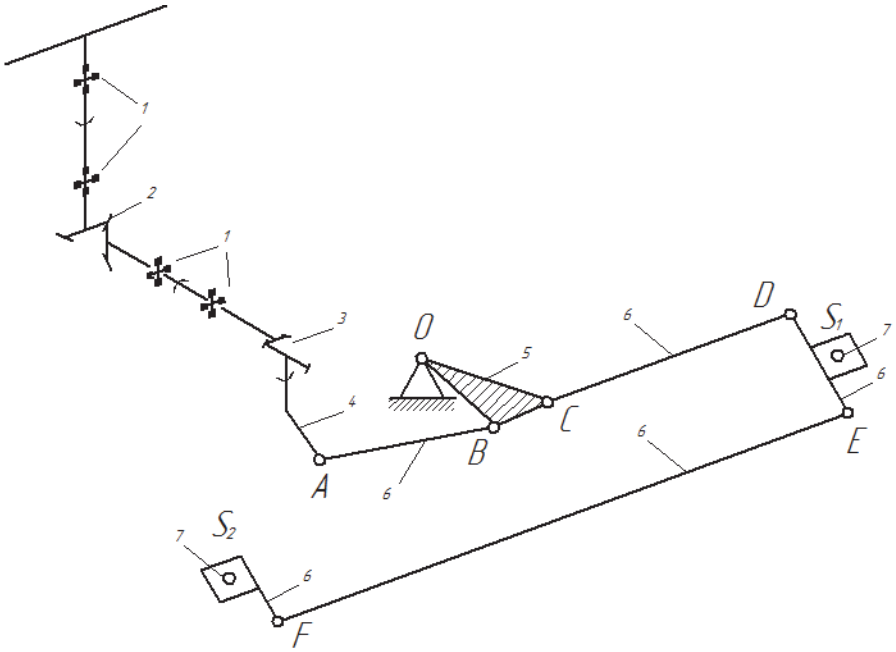


Рис. 2. Кинематическая схема рулевого управления автобуса МАЗ-103

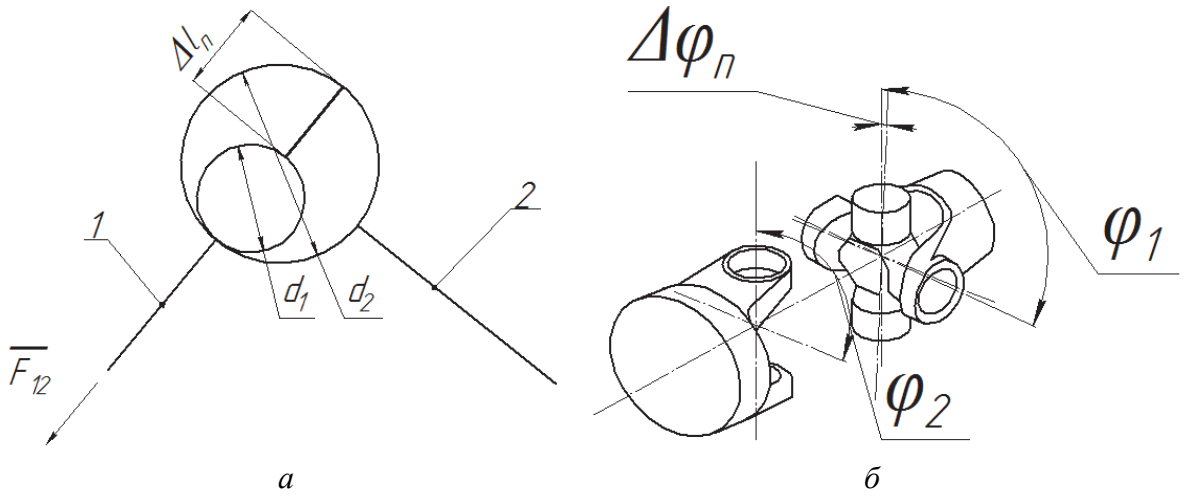


Рис. 3. Формирование люфта в подвижном соединении: *а* – люфт в кинематической паре (шарнире); *б* – люфт во вращательной паре

Для обеспечения подвижности размеры элементов кинематических пар охватывающих поверхностей звеньев выполняют несколько большими, чем охватываемых (рис. 3, *а*). Из-за этого появляется возможность относительного перемещения сопрягаемых элементов относительно друг друга. Под действием сил трения поверхности элементов кинематической пары изнашиваются, тем самым увеличивая зазор между поверхностями. В дальнейшем, по мере износа поверхностей, зазор $\Delta l_n = d_2 - d_1$ увеличивается и, следовательно, появляется возможность перемещения элементов звеньев по направлению действия разнонаправленных сил, приложенных к элементам рулевого привода, с учетом их реакций.

Во вращательных парах (рис. 3, *б*) в результате износа трущихся поверхностей возникает излишняя угловая подвижность одного вращательного элемента относительного другого: $\Delta\varphi_n = \varphi_1 - \varphi_2$.

Необходимо найти зависимость свободного углового перемещения рулевого колеса в функции от линейных и угловых перемещений подвижных элементов рулевого управления.

Основываясь на известном принципе независимости действия погрешностей (люфты в отдельных сочленениях являются взаимонезависимыми, т. е. значение одного люфта не определяет значений других) [6] и используя декомпозицию, представим суммарный люфт РУ в функции от люфтов всех его составляющих элементов:

$$\Delta S = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + U_{\text{УР}} \cdot [\Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_5 + U_{\text{РМ}} \times$$

$$\times(\Delta\varphi_6 + \text{arctg}\,(\Delta l_1 \cos\alpha_1 + \Delta l_2 \cos\alpha_2 + \Delta l_3 \cos\alpha_3 + \Delta l_4 \cos\alpha_4 +$$

$$+ \Delta l_5 \cos\alpha_5 + \Delta l_6 \cos\alpha_6 + \Delta l_7 \cos\alpha_7 + \Delta l_8 \cos\alpha_8 + \Delta l_9 \cos\alpha_9 +$$

$$+ \Delta l_{10} \cos\alpha_{10} + (\Delta l_{11} \cos\alpha_{11}) / L)], \qquad (1)$$

где ΔS – суммарный люфт РУ; $\Delta\varphi_1$, $\Delta\varphi_2$, $\Delta\varphi_4$, $\Delta\varphi_5$ – люфты в первой, второй, третьей и четвертой крестовинах карданных валов; $\Delta\varphi_3$ – люфт в угловом редукторе; $\Delta\varphi_6$ – люфт в рулевом механизме; $U_{\text{УР}}$ – передаточное отношение углового редуктора; $U_{\text{РМ}}$ – передаточное отношение рулевого механизма; Δl_1 – люфт в шарнирном соединении рулевой сошки и тяги *1*, мм; Δl_2 – люфт в шарнирном соединении тяги *1* и маятникового рычага, мм; Δl_3 – люфт в опоре маятникового рычага, мм; Δl_4 – люфт в шарнирном соединении тяги *2* и маятникового рычага, мм; Δl_5 – люфт в шарнирном соединении тяги *2* и правой поперечной тяги, мм; Δl_6, Δl_{10} – люфты в правом и левом шкворневом соединении, мм; Δl_7, Δl_{11} – люфты в подшипниках правого и левого колеса, мм; Δl_8 – люфт в шарнирном соединении продольной тяги *3* и правой поперечной тяги, мм; Δl_9 – люфт в шарнирном соединении продольной тяги *3* и левой поперечной тяги, мм; $\alpha_1 - \alpha_{11}$ – углы, образованные между линией действия реакции в подвижном соединении и нормалью рулевой сошки.

Полученная модель (1) математически отображает влияние каждого элемента РУ на подвижность рулевого управления и величину суммарного люфта.

Для обеспечения достоверной картины необходимо при дальнейшем исследовании определить направление действия (главную ось) люфта, как следствия износов, в каждой кинематической паре рулевого управления. Поскольку априори ответ на данный вопрос дать затруднительно, рассмотрим следующие возможные варианты формирования направления износа, возникающего в шарнирах рулевых тяг:

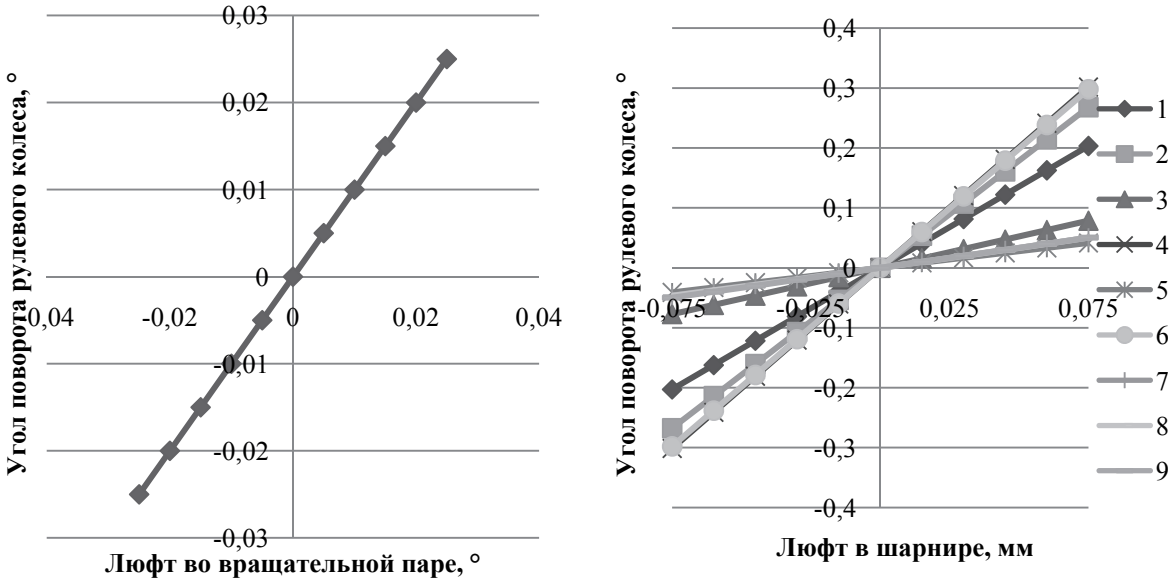
- вариант 1: износ сочленения равномерный, вследствие чего люфт также равномерный (концентричный);
- вариант 2: максимальная величина люфта возникает в крайних положениях подвижного соединения, там, где действуют максимальные нагрузки;
- вариант 3: основной износ возникает в тех положениях соединения, в которых совершается наибольшая работа трения в процессе эксплуатации АТС;
- вариант 4: направление износа можно определить с помощью построения многоугольника перемещений, при котором зазоры по линиям действия реакций раскладываются на составляющие по осям звеньев, образующих кинематические пары [7].

В настоящей работе, исходя из равномерного износа и соответствующего вида люфтов (угловой или линейный), величину вклада каждого сочленения в суммарный люфт будем определять последовательным применением уравнений из ниже представленной системы (2), при фиксированных величинах люфта:

- для нового сочленения с зазором 0,15 мм в шарнирной паре и с зазором 0,05° во вращательной (рис. 4);

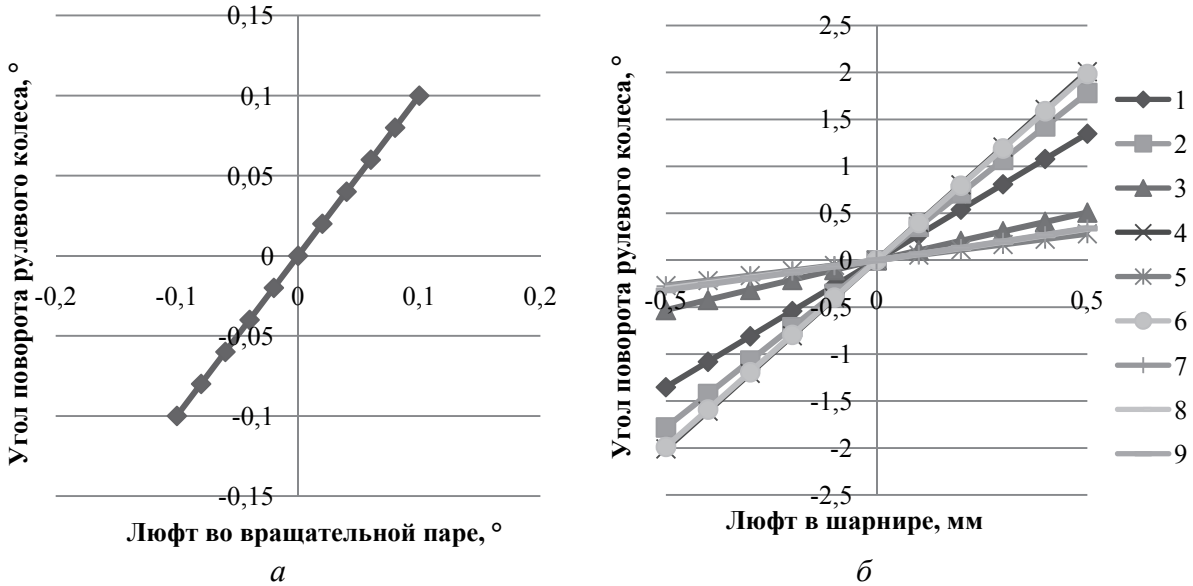
- для эксплуатировавшегося с зазором 1 мм в шарнирной паре и с зазором 0,2° во вращательной (рис. 5);
- для крайней степени износа с зазором 4 мм в шарнирной паре и с зазором 2° во вращательной (рис. 6).

Знак люфта определяет направление его формирования: отрицательные значения – люфт «влево», положительные – люфт «вправо».



а *б*

Рис. 4. Зависимость угла свободного поворота РК от люфта в сочленениях 1–9: *а* – вращательная пара с зазором 0,05 °; *б* – шарнир с зазором 0,15 мм



а *б*

Рис. 5. Зависимость угла свободного поворота РК от люфта в сочленениях 1–9: *а* – вращательная пара с зазором 0,2 °; *б* – шарнир с зазором 1 мм

$$\Delta S_1 = \Delta\varphi_1$$

$$\Delta S_2 = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2$$

$$\Delta S_3 = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + U_{\text{УР}} \cdot \Delta\varphi_3$$

$$\Delta S_4 = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + U_{\text{УР}} \cdot (\Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4)$$

$$\Delta S_5 = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + U_{\text{УР}} \cdot (\Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_5)$$

$$\Delta S_6 = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + U_{\text{УР}} \cdot (\Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_5 + U_{\text{РМ}} \cdot \Delta\varphi_6)$$

$$\Delta S_7 = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + U_{\text{УР}} \cdot [\Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_5 + U_{\text{РМ}} \cdot (\Delta\varphi_6 + \text{arctg}\,(\Delta l_1 \cos\alpha_1 / L))]$$

$$\Delta S_8 = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + U_{\text{УР}} \cdot [\Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_5 + U_{\text{РМ}} \cdot (\Delta\varphi_6 + \text{arctg}\,(\Delta l_1 \cos\alpha_1 + \Delta l_2 \cos\alpha_2) / L)]$$

$$\Delta S_9 = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + U_{\text{УР}} \cdot [\Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_5 + U_{\text{РМ}} \cdot (\Delta\varphi_6 + \text{arctg}\,(\Delta l_1 \cos\alpha_1 + \Delta l_2 \cos\alpha_2 + \Delta l_3 \cos\alpha_3) / L)]$$

$$\Delta S_{10} = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + U_{\text{УР}} \cdot [\Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_5 + U_{\text{РМ}} \cdot (\Delta\varphi_6 + \text{arctg}\,(\Delta l_1 \cos\alpha_1 + \Delta l_2 \cos\alpha_2 + \Delta l_3 \cos\alpha_3 + \Delta l_4 \cos\alpha_4) / L)]$$

$$\Delta S_{11} = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + U_{\text{УР}} \cdot [\Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_5 + U_{\text{РМ}} \cdot (\Delta\varphi_6 + \text{arctg}\,(\Delta l_1 \cos\alpha_1 + \Delta l_2 \cos\alpha_2 + \Delta l_3 \cos\alpha_3 + \Delta l_4 \cos\alpha_4 + \Delta l_5 \cos\alpha_5) / L)]$$

$$\Delta S_{12} = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + U_{\text{УР}} \cdot [\Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_5 + U_{\text{РМ}} \cdot (\Delta\varphi_6 + \text{arctg}\,(\Delta l_1 \cos\alpha_1 + \Delta l_2 \cos\alpha_2 + \Delta l_3 \cos\alpha_3 + \Delta l_4 \cos\alpha_4 + \Delta l_5 \cos\alpha_5 + \Delta l_6 \cos\alpha_6) / L)]$$

$$\Delta S_{13} = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + U_{\text{УР}} \cdot [\Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_5 + U_{\text{РМ}} \cdot (\Delta\varphi_6 + \text{arctg}\,(\Delta l_1 \cos\alpha_1 + \Delta l_2 \cos\alpha_2 + \Delta l_3 \cos\alpha_3 + \Delta l_4 \cos\alpha_4 + \Delta l_5 \cos\alpha_5 + \Delta l_6 \cos\alpha_6 + \Delta l_7 \cos\alpha_7) / L)]$$

$$\Delta S_{14} = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + U_{\text{УР}} \cdot [\Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_5 + U_{\text{РМ}} \cdot (\Delta\varphi_6 + \text{arctg}\,(\Delta l_1 \cos\alpha_1 + \Delta l_2 \cos\alpha_2 + \Delta l_3 \cos\alpha_3 + \Delta l_4 \cos\alpha_4 + \Delta l_5 \cos\alpha_5 + \Delta l_6 \cos\alpha_6 + \Delta l_7 \cos\alpha_7 + \Delta l_8 \cos\alpha_8) / L)]$$

$$\Delta S_{15} = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + U_{\text{УР}} \cdot [\Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_5 + U_{\text{РМ}} \cdot (\Delta\varphi_6 + \text{arctg}\,(\Delta l_1 \cos\alpha_1 + \Delta l_2 \cos\alpha_2 + \Delta l_3 \cos\alpha_3 + \Delta l_4 \cos\alpha_4 + \Delta l_5 \cos\alpha_5 + \Delta l_6 \cos\alpha_6 + \Delta l_7 \cos\alpha_7 + \Delta l_8 \cos\alpha_8 + \Delta l_9 \cos\alpha_9) / L)]$$

$$\Delta S_{16} = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + U_{\text{УР}} \cdot [\Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_5 + U_{\text{РМ}} \cdot (\Delta\varphi_6 + \text{arctg}\,(\Delta l_1 \cos\alpha_1 + \Delta l_2 \cos\alpha_2 + \Delta l_3 \cos\alpha_3 + \Delta l_4 \cos\alpha_4 + \Delta l_5 \cos\alpha_5 + \Delta l_6 \cos\alpha_6 + \Delta l_7 \cos\alpha_7 + \Delta l_8 \cos\alpha_8 + \Delta l_9 \cos\alpha_9 + \Delta l_{10} \cos\alpha_{10}) / L)]$$

$$\Delta S_{17} = \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + U_{\text{УР}} \cdot [\Delta\varphi_3 + \Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_5 + U_{\text{РМ}} \cdot (\Delta\varphi_6 + \text{arctg}\,(\Delta l_1 \cos\alpha_1 + \Delta l_2 \cos\alpha_2 + \Delta l_3 \cos\alpha_3 + \Delta l_4 \cos\alpha_4 + \Delta l_5 \cos\alpha_5 + \Delta l_6 \cos\alpha_6 + \Delta l_7 \cos\alpha_7 + \Delta l_8 \cos\alpha_8 + \Delta l_9 \cos\alpha_9 + \Delta l_{10} \cos\alpha_{10} + \Delta l_{11} \cos\alpha_{11}) / L)]$$

где S_1–S_{17} – величина накопленного суммарного люфта.

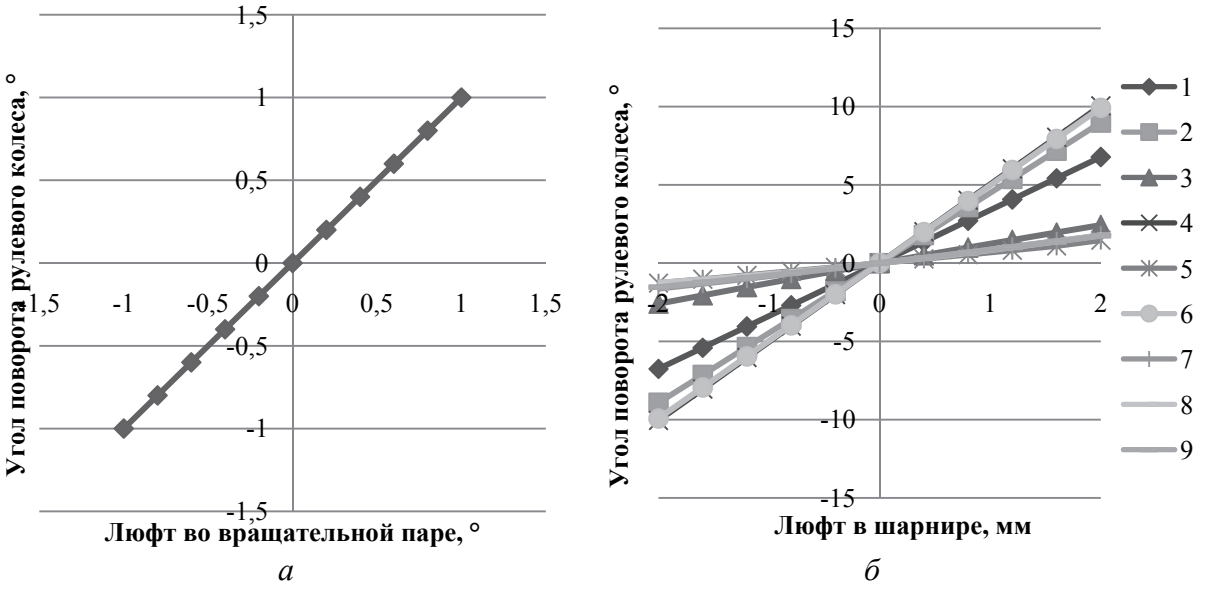


Рис. 6. Зависимость угла свободного поворота РК от люфта в сочленениях 1–9: *а* – вращательная пара с зазором 2 °; *б* – шарнир с зазором 4 мм

Рис. 7. Накопление суммарного люфта

Также был проведен анализ накопления значения суммарного люфта с увеличением количества влияющих сочленений с использованием системы уравнений (2). При этом выбирались максимально возможные значения люфта в сочленениях. Результаты для нового РУ, эксплуатировавшегося РУ и крайне изношенного представлены на рис. 7.

В результате проведенного расчетного исследования можно увидеть, что максимальная величина суммарного люфта для РУ с новыми сочленениями (зазор 0,15 мм) составила 2,97°, для эксплуатировавшегося РУ (зазор 1 мм) – 18,9° и для крайней степени износа (зазор 4 мм) – 94,8°.

Таким образом, разработанная математическая модель уже в первом приближении позволяет отобразить природу формирования суммарного люфта рулевого управления и количественно оценить вклад каждого из сочленений.

Список литературы

1. Гамаюнов В.Н. Разработка методики диагностирования рулевого управления автомобиля: дисс. … канд. техн. наук. Владимир, 1979.

2. Денисов И.В. Разработка методики управления техническим состоянием рулевого управления переднеприводных автомобилей ВАЗ в условиях эксплуатации: дисс. … канд. техн. наук. Владимир, 2007.

3. Мырочкин А.В. Разработка системы обеспения работоспособности передней подвески и рулевого управления автотранспортных средств в эксплуатации: дисс. … канд. техн. наук. Владимир, 2010.

4. ТР ТС 018–2011. Технический регламент Таможенного союза «О безопасности колесных транспортных средств». Утв. Решением Комиссии Таможенного союза от 9 декабря 2011 г. № 877.

5. Пат. 2537211 Российская Федерация, МПК G01M17/04. Способ диагностирования технического состояния элементов подвески транспортного средства / И.М. Блянкинштейн, Ф.Ю. Смоленков; заявитель и патентообладатель Сиб. федер. ун-т. № 2013155881/11; заявл. 16.12.2013; опубл. 27.12.2014

6. Бруевич Н.Г. О точности механизмов. М.-Л., 1941.

7. Заблонский К.И., Белоконев И.М., Щекин Б.М. Теория механизмов и машин. Киев, 1989.

6. ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ НА ТРАНСПОРТЕ

УДК 656.072.52
А.И. Фадеев, М.Т. Ильянков
Сибирский федеральный университет
ОАО «Автоколонна 1967»

Региональная распределенная информационная система пассажирского транспорта общего пользования

Постановка задачи. В настоящее время в системе управления перевозками пассажиров по регулярным маршрутам используется ряд прикладных информационных систем, обеспечивающих определенные стороны (подсистемы) функционирования транспорта.

В данных системах фигурируют одинаковые объекты, например, транспортные средства, остановочные пункты, маршруты и т. д. В каждой системе создается собственное описание объектов, которое зачастую отличается от описаний, применяющихся в других системах. К таким описаниям относятся наименования остановочных пунктов маршрутов, государственные номера транспортных средств, наименования транспортных организаций и т. д. В результате возникают определенные проблемы в сопоставлении результатов прикладных информационных систем, увеличивается объем ручных операций, т. е. не выполняется один из основных принципов эффективности информационной системы – принцип однократного ввода информации в компьютер.

Зачастую для эффективного управления транспортным процессом необходима консолидация данных, формируемых в разных прикладных информационных системах. Например, для эффективного диспетчерского управления движением по маршрутам необходимы данные, формируемые в системах реализации билетов и системах спутникового мониторинга транспорта. В системе реализации билетов фиксируются операции обслуживания на автомобильных станциях. Информационные системы спутникового мониторинга позволяют получить объективные данные о выполнении расписания движения транспортных средств.

© Фадеев А.И., Ильянков М.Т., 2016

Таким образом, в настоящее время для кардинального повышения эффективности информационных систем пассажирского транспорта общего пользования актуальным является формирование региональной распределенной информационной системы на следующих принципах:

1. Консолидированное использование информационных моделей объектов в прикладных информационных системах.

2. Взаимный обмен данными между прикладными информационными системами, т.е. обеспечение взаимной интеграции прикладных информационных систем.

2. Структура региональной распределенной информационной системы. Региональная информационная система состоит из следующих элементов (подсистем):

- региональная информационно-аналитическая система (интегратор);
- региональная нормативная информационная система (обеспечивающая стандартизированные информационные модели объектов пассажирского транспорта);
- информационные системы спутникового мониторинга транспорта;
- информационные системы безналичных расчетов;
- автоматизированные платежные системы;
- информационные системы резервирования ресурсов регулярных автобусных рейсов (системы реализации билетов);
- информационные диспетчерские системы.

На рисунке дана принципиальная схема взаимодействия прикладных информационных систем в рамках региональной распределенной информационной системы. В результате такой структуры достигается цель повышения эффективности информационного обеспечения перевозок пассажиров за счет нормативного обеспечения и взаимной интеграции использующихся прикладных автоматизированных систем управления.

Для достижения данной цели в рамках интегрированной распределенной информационной системы должны быть решены следующие задачи:

1. Нормативное обеспечение прикладных информационных систем.

Данная задача заключается в стандартизации описания объектов, используемых в разных автоматизированных системах управления пассажирского транспорта. Задача нормативного обеспечения решается посредством нормативной информационной системы, основная функция которой заключается в фиксировании объектов транспортной системы, которые контролируются уполномоченной организацией. К таким объектам, например, относятся паспорта регулярных пассажирских маршрутов.

2. Интеграция автоматизированных систем управления пассажирского транспорта путем использования стандартных протоколов обмена информацией. Интеграция обеспечивает взаимное использование информационных потоков, которые формируются в определенной прикладной ав-

томатизированной системе, в которой они естественным образом встроены в технологическую цепочку выполнения бизнес процессов. Например, диспетчерские информационные системы используют данные об операциях, выполняемых в системах реализации билетов: прибытие автобуса на станцию, начало посадки, информация о транспортном средстве, экипаже, количество проданных билетов и т.д.

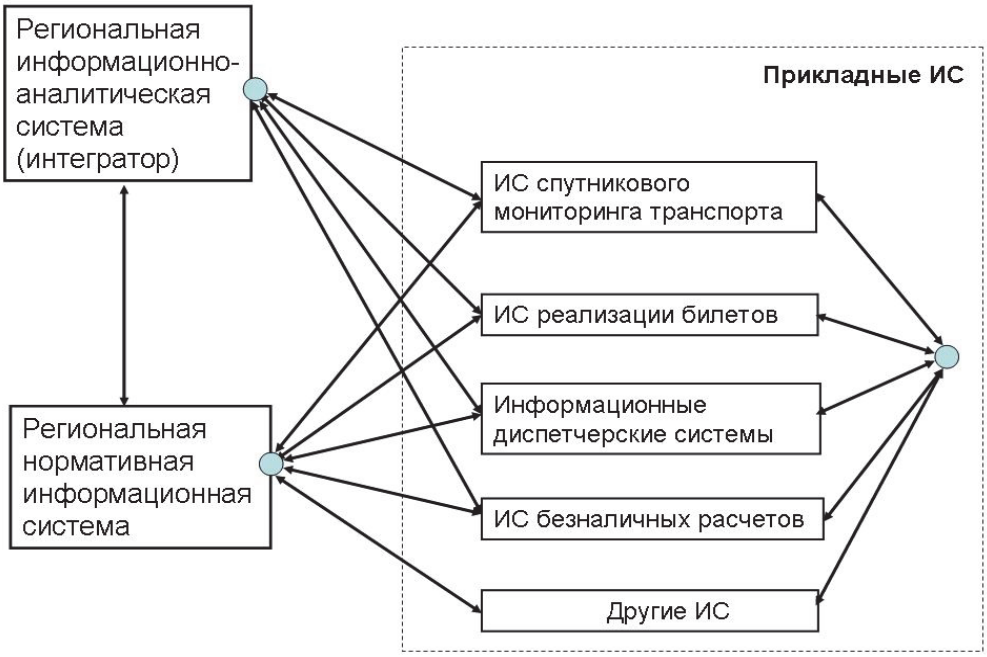


Рис. 1. Принципиальная структура региональной распределенной информационной системы пассажирского транспорта общего пользования

3. Основные требования, предъявляемые к системе. Региональная распределенная информационная система пассажирского транспорта общего пользования формируется на следующих принципах:

1. Независимость прикладных информационных систем. Каждая прикладная система функционирует и развивается в соответствии с требованиями системы управления, для обслуживания которой она предназначена. Ограничения в развитии прикладных информационных систем обусловливаются исключительно технологическими и организационными процессами объекта управления. Дополнительная функциональность системы в целом обеспечивается за счет возможности автоматизированного обмена данными между прикладными информационными системами.

2. Стандартизация взаимодействия прикладных информационных систем. Взаимодействие информационных систем осуществляется в соответствии со специальными протоколами обмена данными между информационными системами.

Для принятия протоколов взаимодействия информационных систем должна быть разработана соответствующая процедура. Предлагается для

утверждения стандартов и протоколов создать специальную комиссию на общественных началах, состоящую из представителей основных прикладных информационных систем. Также должна быть определена процедура внедрения принятых протоколов и стандартов. Соответствие региональным стандартам, например, может быть определено региональным законодательством в области регулирования пассажирского транспорта общего пользования.

3. Масштабируемость. В соответствии с данным требованием региональная информационная система в комплексе и в части ее составляющих должна быть гибкой и обеспечивать относительно простое, без коренных структурных изменений развитие конфигурации используемых средств и наращивание функций и ресурсов в соответствии с расширением сфер и задач ее применения.

4. Открытость. Обеспечивается возможность подключения к системе любых прикладных информационных систем при условии соблюдения перечня действующих протоколов взаимодействия.

4. Интегрированная система диспетчерского управления движением подвижного состава по регулярным автобусным маршрутам. Обеспечение эффективного централизованного диспетчерского контроля перевозками пассажиров на уровне перевозчика и транспортного комплекса региона в целом является обязательным условием обеспечения требуемого качества, безопасности и эффективности транспортной системы. До настоящего времени для формирования диспетчерской системы управления перевозками использовалась прикладная информационная система спутникового мониторинга транспорта. В некоторых сферах (например, в городском транспортном комплексе) данный подход позволил получить неплохие результаты диспетчерского контроля за движением подвижного состава в реальном режиме времени. Однако зачастую такие системы не дают ожидаемого эффекта в диспетчерском регулировании вследствие отсутствия достаточно проработанных процедур диспетчерского управления (применяется только диспетчерский контроль и анализ исполненного движения).

Как показывает опыт, на междугородных и пригородных перевозках применение диспетчерских систем на основе спутникового мониторинга транспорта не дает должного эффекта. Основная причина – эти системы требуют ввода большого массива данных вручную. К таким данным относится расписание движения, выпуск подвижного состава и т. д. Это влечет значительное число ошибок. В результате неактуальности информационных потоков такие системы диспетчерского управления имеют ограниченное применение.

Более предпочтительным представляется формирование диспетчерских систем управления на основе прикладных информационных систем реализации пассажирских билетов. Применение данных систем естествен-

ным образом обеспечивает актуальность информационных потоков за счет выполняемых операций в системах реализации билетов. В данных системах фиксируются операции прибытия автобусов на станцию, начала посадки, отправления автобусов, задержки рейсов, отмены рейсов, параметры транспортных средств, наполнение автобусов, параметры экипажа, оперативные изменения расписаний и т.д. Такая информация заведомо актуальна.

На основании данного подхода в системе ресурсов регулярных автобусных маршрутов (Computer Reservation System) «Единая автокасса» создана эффективная система диспетчерского управления перевозками пассажиров по регулярным маршрутам.

Система «Единая автокасса» внедрена с 2012 г. ОАО «Автоколонна 1967» совместно с другими перевозчиками Красноярского края на маршрутах Красноярского края, республик Тыва и Хакассии. Принципиальная структура системы приведена на рис. 2.

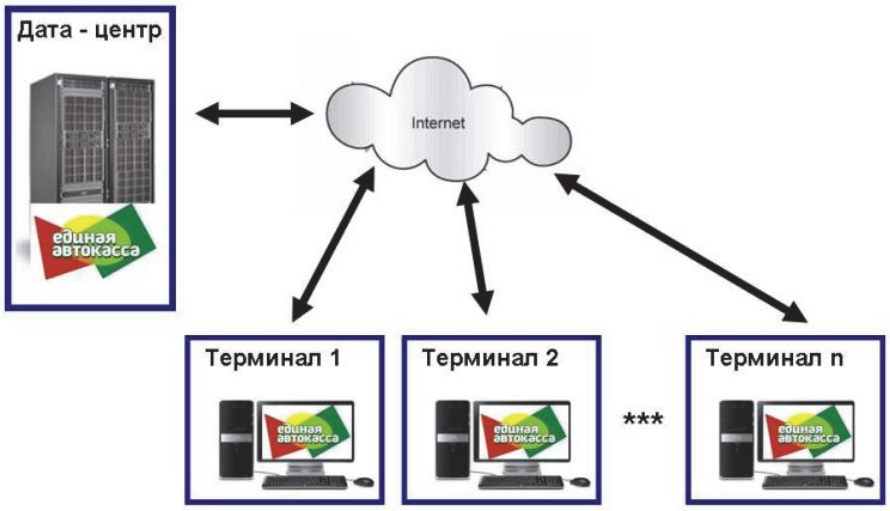


Рис. 2. Принципиальная структура информационной системы «Единая автокасса»

Основной принцип системы «Единая автокасса» – все станции равнозначны, нет ведущих автовокзалов. В результате обеспечивается максимальный охват пассажиров: пассажиру предоставлена возможность приобретения билетов от любого остановочного пункта безотносительно наличия автокассы на этом пункте.

Эффективность системы подтверждается положительной динамикой пассажирских потоков.

Система «Единая автокасса» имеет трехзвенную структуру:

- реляционная система управления базой данных (СУБД);
- сервер приложений;
- тонкий клиент.

Данная структура обеспечивает высокую скорость работы на линиях с низкой пропускной способностью (например, линиях мобильных операторов).

Система «Единая автокасса» состоит из нескольких подсистем, предназначенных для обслуживания бизнес-процессов определенных классов:

- реализация билетов;
- взаимодействие с другими ИС (SOAP-сервер);
- индивидуальное обслуживание пассажиров (СМС-сервер и Интернет-ресурс);
- взаимодействие с операторами спутникового мониторинга (ГЛОНАСС-сервер);
- и другие.

Аналитическая подсистема выполняет информационное обеспечение пассажиров и заинтересованных организаций, взаиморасчеты между объектами системы регулярных перевозок пассажиров автомобильным транспортом.

Одним из обязательных условий успешного применения стратегии расширения спектра услуг пассажирам является регулярность перевозок, т.е. автобусы должны следовать по жесткому расписанию. Регулярность, в свою очередь, может быть обеспечена только эффективной системой диспетчерского управления.

В отличие от существующих, диспетчерское управление перевозками программы «Единая автокасса» основано на комплексном интегрированном использовании информационных потоков системы ГЛОНАСС и диспетчерских операций автобусных станций. Процесс управления базируется на имеющихся технологических данных, которые формируются в процессе обслуживания автобусных рейсов на станциях.

Диспетчерское управление в системе «Единая автокасса» осуществляется группой рейсов, которые формируются по нескольким принципам, например, рейсы определенного перевозчика, рейсы, проходящие через определенную станцию и т.д. Интерфейс программы диспетчерского управления позволяет получить интегрированную и дифференцированную информацию по объектам управления. На главном окне программы приводится общая информация и информация по рейсам (рис. 3).

Система автоматически осуществляет анализ исполненного движения, выявляет возникающие проблемы и обращает внимание оператора на необходимость принятия управляющего решения. Все стандартные операции диспетчерского управления осуществляются автоматически без участия оператора.

По требуемому рейсу формируется дифференцированная информация, которая позволяет диспетчеру осуществить анализ параметров движения. Дифференцированная информация формируется по рейсу, станции,

водителю или автобусу. При этом фиксируются следующие данные: прибытие автобуса на станцию план, факт и ГЛОНАСС, начало посадки, отправление план, факт и ГЛОНАСС. Также известно количество проданных билетов на станции и количество пассажиров в автобусе.

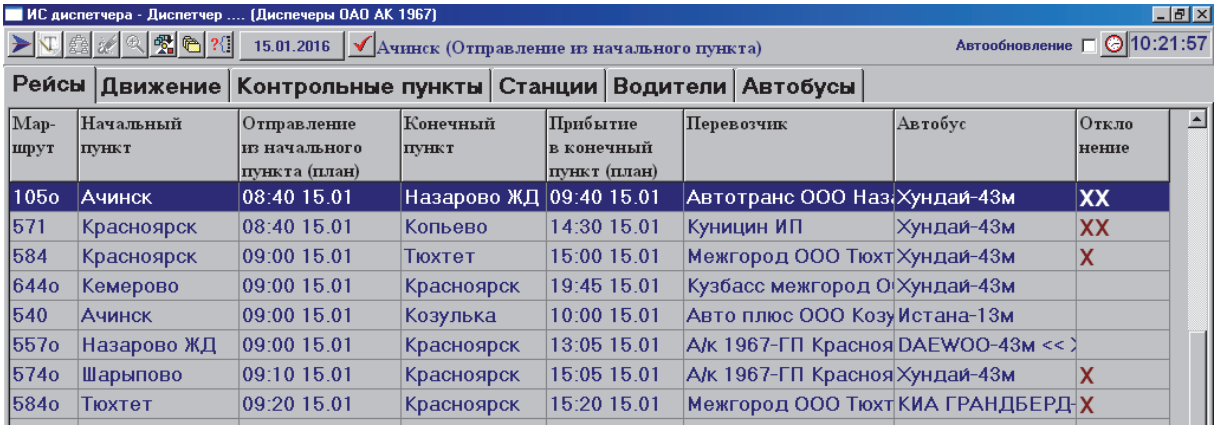


Рис. 3. Интерфейс системы диспетчерского управления движением «Единая автокасса»

Имеющийся инструментарий системы диспетчерского управления «Единая автокасса» позволяет осуществить:

- комплексный анализ исполненного движения;
- оперативный контроль состояния рейсов (отправленные, реализация билетов, задержки, отмены и т.д.);
- автоматическое выявление «проблемных» рейсов для анализа ситуации и принятия решений диспетчерского управления;
- анализ исполненного расписания за заданный период времени, позволяющий выявить проблемные участки маршрута и разработать в результате мероприятия по совершенствованию перевозок пассажиров.

Рассмотрена концепция кардинального повышения эффективности информационных систем пассажирского транспорта общего пользования на основании предложенных принципов формирования региональной распределенной информационной системы. Эффективность данного положения показана на примере интегрированной системы диспетчерского управления пассажирских перевозок «Единая автокасса».

Список литературы

1. Информационные технологии на автомобильном транспорте / В.М. Власов [и др.]; под общ. ред. В.М. Приходько. М., 2006.

2. Роб П., Коронел К. Системы баз данных: проектирование, реализация и управление. СПб., 2004.

УДК 625.7.8-047.72
Д.А. Скоробогатченко
Волгоградский государственный
архитектурно-строительный университет

Прогнозирование состояния сложных объектов на основе нечетких нейронных сетей для целей управления в автодорожном комплексе

Установлено, что автодорожный комплекс является своего рода локомотивом экономики страны, создавая внетранспортные социально-экономические эффекты, которые многократно превышают первоначальные инвестиции и способствуют увеличению ВВП [1, 2]. Одним из существенных препятствий на пути эффективного развития российского автодорожного комплекса является неудовлетворительное состояние технологий управления сложными объектами и процессами, протекающими в отрасли [3]. Такие значимые задачи автодорожного комплекса, как диагностика и планирование транспортно-эксплуатационного состояния автомобильных дорог и мостов, поддержка принятия решений при распределении дорожных фондов, координирование средств организации дорожного движения в целях снижения аварийности, оптимизация размещения производственной базы для обеспечения материальных потребностей городского хозяйства и многие другие, требуют комплексного управленческого подхода с учетом специфики дорожной отрасли.

Поскольку известно, что ключевым элементом при построении любой системы управления и принятия решений является прогнозирование, то можно с уверенностью констатировать, что в настоящее время проблема разработки систем прогнозирования изменения состояния сложных объектов автодорожного комплекса является особенно актуальной.

На сегодняшний день известно достаточно большое количество различных методик прогнозирования изменения состояния сложных объектов в автодорожном комплексе. Однако подавляющая часть алгоритмов, лежащих в основе данных методик, базируется на моделировании эмпирических зависимостей с преимущественным использованием аппарата математической статистики. Сложность практического использования большинства моделей данного направления заключается в необходимости значительных экспериментальных исследований по определению параметров уравнений применительно к специфике тех или иных дорожных условий. К тому же большинство известных математических моделей прогнозируют изменение состояния сложных объектов автодорожного комплекса,

© Скоробогатченко Д.А., 2016

используя детерминированный и достаточно ограниченный набор внутренних переменных.

В то же время существенной особенностью функционирования подавляющего большинства сложных объектов (процессов) автодорожного комплекса является наличие множества переменных, структурируемых лицом, принимающим решения, неполнота исходных количественных данных, необходимость учета факторов внешней среды, наличие многокритериальных целевых установок, а также большой объем входной информации, представленной в виде мнений и оценок экспертов [4].

Все эти факторы существенно ограничивает применимость традиционных количественных моделей, открывая простор для применения нечеткой логики. Сегодня на основе теории нечетких множеств решается широкий класс отраслевых задач – от оценки технического состояния дорог и мостов до вопросов, связанных с безопасностью водителя [5–7].

Общий принцип систем прогнозирования изменения состояния сложных объектов автодорожного комплекса, основанных на нечетком выводе в соответствии с [8], включает в себя выполнение следующих этапов: формирование базы правил систем нечеткого вывода, фаззификация входных переменных, агрегирование подусловий в нечетких правилах продукций, активизация подзаключений в нечетких правилах, а также аккумуляция заключений нечетких правил продукций и дефаззификация выходных переменных.

В случае N-переменных правила вывода имеют в общем случае следующий вид:

Если x_1 это A_1 и x_2 это A_2 и …. и x_N это A_N, то y это B.

где A и B – это лингвистические значения, идентифицированные нечетким способом через соответствующие функции принадлежности. Переменные $x_1, x_2, \ldots, x_N$ образуют N-мерный входной вектор **x**, составляющий аргумент условия, в котором $A_1, A_2, \ldots, A_N$ и B обозначают величины соответствующей функции принадлежности $\mu_A(x_i)$ ($i = 1 \ldots N$) и $\mu_B(y)$, определяемой в данном случае функцией Гаусса:

$$\mu_A(x) = \frac{1}{1 + \left(\frac{x - c}{\sigma} \right)^{2b}}, \qquad (1)$$

где c, σ, b – параметры функции Гаусса, определяющие ее центр, ширину и форму соответственно.

Если учесть, что имеется M-правил (и M-функций принадлежности), то формируется матрица значений функций принадлежности размера $N \times M$:

1: Если $x_1^{(1)}$ это $A_1^{(1)}$ и $x_2^{(1)}$ это $A_2^{(1)}$ и …. и $x_N^{(1)}$ это $A_N^{(1)}$, то $y^{(1)}$ это $B^{(1)}$,

2: Если $x_1^{(2)}$ это $A_1^{(2)}$ и $x_2^{(2)}$ это $A_2^{(2)}$ и …. и $x_N^{(2)}$ это $A_N^{(2)}$, то $y^{(2)}$ это $B^{(2)}$,

……

M: Если $x_1^{(M)}$ это $A_1^{(M)}$ и $x_2^{(M)}$ это $A_2^{(M)}$ и …. и $x_N^{(M)}$ это $A_N^{(M)}$, то $y^{(M)}$ это $B^{(M)}$.

Дальнейшее функционирование нечеткой системы прогнозирования изменения состояния сложного объекта в автодорожном комплексе представим в виде последовательности этапов (рис. 1).

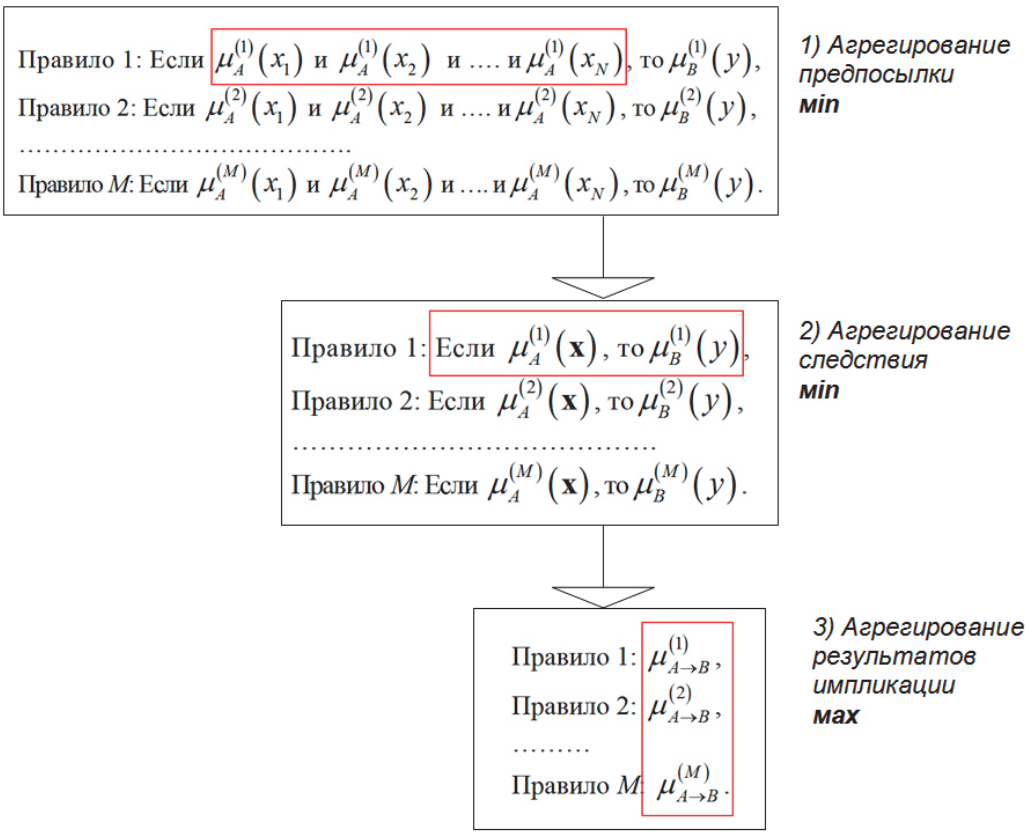


Рис. 1. Схема нечеткого логического вывода, используемая для прогнозирования изменения состояния сложного объекта в автодорожном комплексе

1 этап: агрегирование предпосылки. Поступающее значение функции принадлежности $\mu_A(\mathbf{x})$, где $\mathbf{x}$ – N-мерный вектор, агрегируются в виде алгебраического произведения:

$$\mu_A(\mathbf{x}) = \prod_{i=1}^{N} \mu_A(x_i). \qquad (2)$$

2 этап: агрегирование следствия. Каждой импликации приписывается единственное значение функции принадлежности $\mu_{A\to B}$ ($\mathbf{x}$, y). Данная

операция также осуществляется с использованием операции алгебраического произведения:

$$\mu_{A\to B} = \mu_A(x) \times \mu_B(y) \tag{3}$$

3 этап: агрегирование результатов. На данном этапе применяется оператор суммы для агрегирования результатов импликации многих правил.

4 этап: процедура дефуззификации относительно центра, которая в дискретной форме может быть записана как:

$$y = \frac{\sum_{k=1}^{M} y^{(k)} \prod_{i=1}^{N} \mu_A^{(k)}(x_i)}{\sum_{k=1}^{M} \left[\prod_{i=1}^{N} \mu_A^{(k)}(x_i) \right]}. \tag{4}$$

Функционирование метода, основанного на нечетком выводе, представим на примере прогнозирования изменения транспортно-эксплуатационного состояния автомобильной дороги (ТЭС АД) [9] (рис. 2).

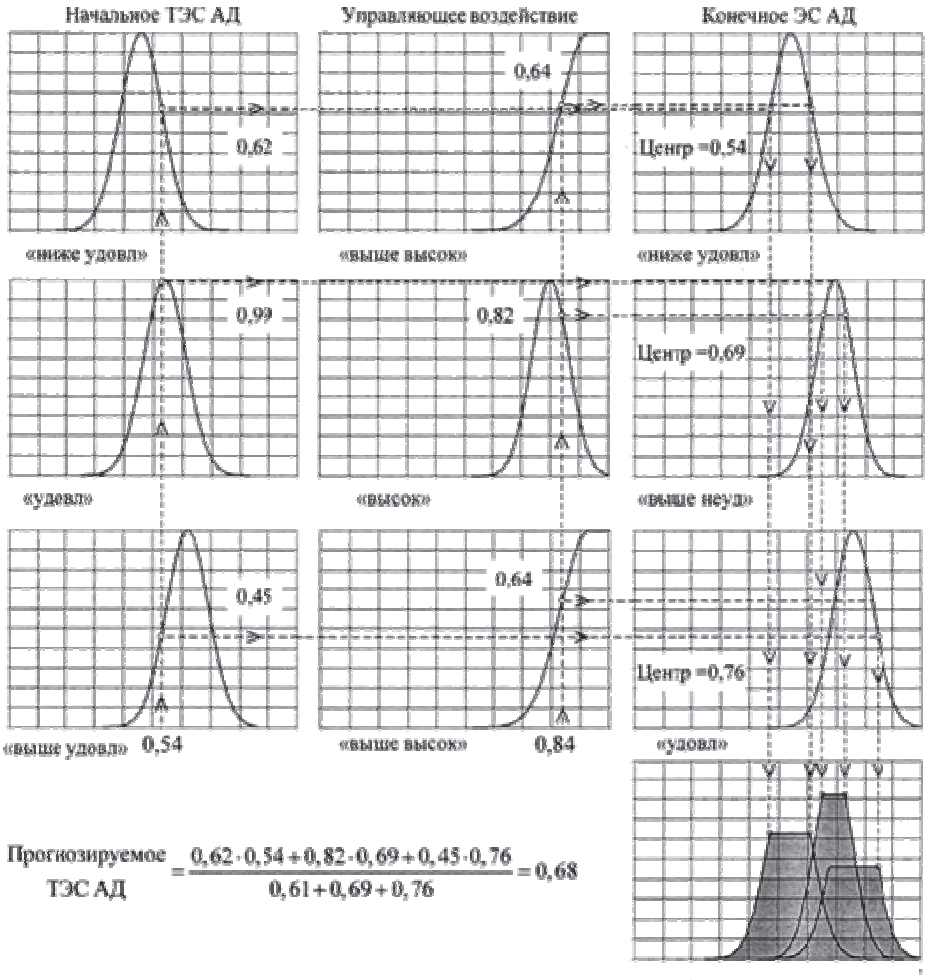


Рис. 2. Прогнозирование ТЭС АД на основе нечеткого вывода

Безусловным достоинством применяемого метода является возможность использовать значительное количество переменных, объединяя их в деревьях параметров, а также учет качественной информации, которая весьма значительна при описании процессов в отрасли. Однако методика имеет и свои слабые места. В частности, в качестве основного недостатка систем прогнозирования, основанных на нечеткой логике, следует отметить субъективизм построения формы функций принадлежности и сетки правил, а также высокую робастность системы, устранять которую приходится корректировкой параметров функций принадлежности и правил. Устранить указанные недостатки можно, создавая нечеткие адаптивные системы, которые, благодаря синтезу статистического материала с параметрами нечеткого вывода, позволят устранить субъективизм и детерминированность, присущие методу. В качестве инструмента повышения адаптивности метода целесообразно использовать аппарат нечетких нейронных сетей (ННС), позволяющих решать многочисленные задачи автодорожного комплекса [10, 11].

Искусственная ННС представляет собой параллельную вычислительную систему, состоящую из большого количества элементарных единиц обработки информации – нейронов, накапливающих экспериментальные знания и предоставляющих их для последующей обработки. Под термином «обучение» понимается способность ННС повышать точность прогноза за счет корректировки формы функций принадлежности и вида нечетких правил на основе статистических данных.

На первом слое ННС (рис. 4) осуществляется фуззификация:

$$\mu_A^{(k)}(x_i) = \frac{1}{1 + \left(\frac{x_i - c_j^{(k)}}{\sigma_j^{(k)}} \right)^{2b_j^{(k)}}}, \tag{5}$$

где k – количество функций принадлежности ($k = 1 \ldots M$); j – количество переменных ($j = 1 \ldots N$); $c_j^{(k)}$, $\sigma_j^{(k)}$, $b_j^{(k)}$ – параметры, определяющие соответственно центр, ширину и форму k-й функции принадлежности j-й переменной.

Во втором слое выполняется агрегирование значений переменных x_i в соответствии с формулой:

$$w_k = \prod_{j=1}^{N} \frac{1}{1 + \left(\frac{x_i - c_j^{(k)}}{\sigma_j^{(k)}} \right)^{2b_j^{(k)}}}. \tag{6}$$

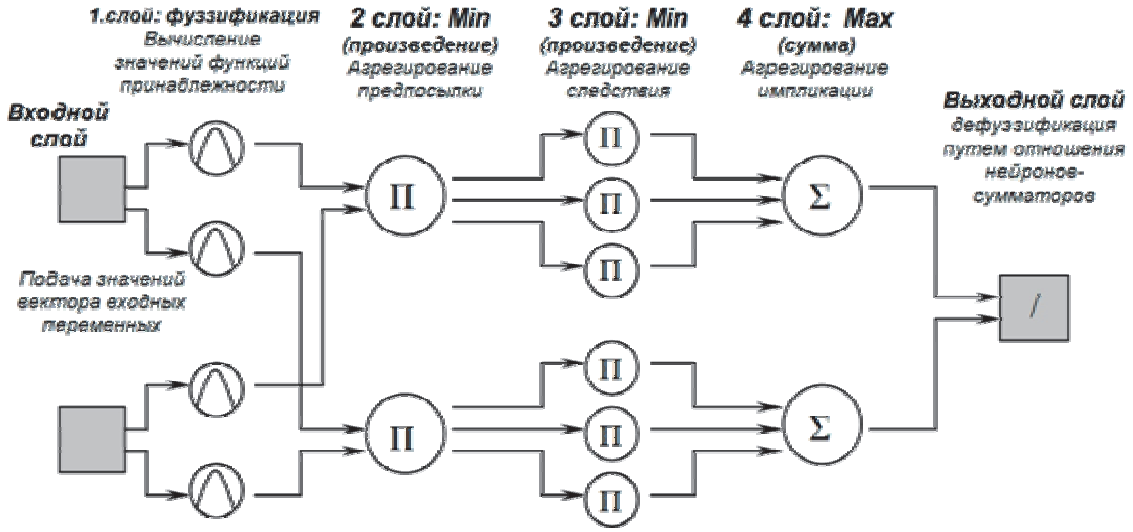


Рис. 4. Общая схема структуры ННС по прогнозированию состояния сложного объекта в автодорожном комплексе

Вычисленные таким образом параметры w_k ($k = 1 \ldots M$) одновременно подаются дальше в 3-й слой (для перемножения на веса) и в четвертый слой для вычисления их суммы в нейроне f_2.

Третий слой вычисляет центры для k-правил по формуле:

$$y_k = p_{k0}, \tag{7}$$

где p_{k0} можно рассматривать как центр функции принадлежности c_k.

После этого осуществляется агрегирование следствия с использованием операции алгебраического произведения: $w_k \cdot y_k(\mathbf{x})$.

Четвертый слой представлен двумя нейронами f_1 и f_2, выполняющими агрегирование результатов:

$$f_1 = \sum_{k=1}^{M} w_k \cdot y_k(\mathbf{x}) = \sum_{k=1}^{M}\left[\left(\prod_{j=1}^{N}\mu_A^{(k)}\left(x_j\right)\right)\cdot c_k\right]; \tag{8}$$

$$f_2 = \sum_{k=1}^{M} w_k = \sum_{k=1}^{M}\left[\left(\prod_{j=1}^{N}\mu_A^{(k)}\left(x_j\right)\right)\right]. \tag{9}$$

Пятый слой представлен одним-единственным нейроном, выполняющим дефуззификацию:

$$y(x) = \frac{f_1}{f_2} = \frac{\sum_{k=1}^{M} w_k \cdot y_k(\mathbf{x})}{\sum_{k=1}^{M} w_k} = \frac{\sum_{k=1}^{M}\left[\left(\prod_{j=1}^{N}\mu_A^{(k)}\left(x_j\right)\right)\cdot c_k\right]}{\sum_{k=1}^{M}\left[\left(\prod_{j=1}^{N}\mu_A^{(k)}\left(x_j\right)\right)\right]}. \tag{10}$$

Алгоритм обучения ННС условно можно разделить на два этапа.

На первом этапе обучению подлежат параметры центра выходных функций принадлежности в третьем слое. Для этого при фиксации параметров функций принадлежности первого слоя определяют параметры весов, исходя из:

$$\mathbf{y}(\mathbf{x}) = \sum_{k=1}^{M} w_k' p_{k0} \ . \tag{11}$$

Следует отметить, что выходные сигналы **y** ННС заменяют эталонными сигналами **d** из p обучающих выборок (обучающих примеров $\mathbf{x}^{(l)}, \mathbf{d}^{(l)}$), где $l = 1 \ldots p$. Тогда:

$$\mathbf{wp} = \mathbf{d} \ , \tag{12}$$

где **w** – упрощенная в результате замены полинома матрица **A**.

Дальше решение системы уравнений осуществляют на основе псевдоинверсии матриц.

На втором этапе после фиксации значений линейных параметров $y_k = p_{k0}$ рассчитываются фактические выходы ННС $y(i)$ для $i = 1 \ldots p$ и вектор ошибки $\varepsilon = \mathbf{y} - \mathbf{d}$. Далее, применяя метод наискорейшего спуска, используются формулы для корректировки параметров функций принадлежности:

$$c_j^{(k)}(n+1) = c_j^{(k)}(n) - \eta \frac{\partial E(n)}{\partial c_j^{(k)}} \ ; \tag{13}$$

$$\sigma_j^{(k)}(n+1) = \sigma_j^{(k)}(n) - \eta \frac{\partial E(n)}{\partial \sigma_j^{(k)}} \ ; \tag{14}$$

$$b_j^{(k)}(n+1) = b_j^{(k)}(n) - \eta \frac{\partial E(n)}{\partial b_j^{(k)}} \ , \tag{15}$$

где n – номер итерации; η – параметр скорости обучения.

В заключение можно отметить, что реализована общая концепция ННС для решения задач прогнозирования изменения состояния сложных объектов в автодорожном комплексе. В частности, в работе [12] реализован метод прогнозирования числа ДТП в зависимости от трех показателей: автомобилизации, ТЭС АД и плотности населения. В работе [13] рассматривается проблема обеспечения потребностей города в асфальтобетонных смесях с точки зрения моделирования дислокации и мощности асфальтобетонных заводов (АБЗ) в городских условиях. На основе применения ННС и многофакторной оптимизации решается выбора места дислокации и мощности АБЗ для обеспечения потребностей города в асфальтобетонных смесях. Особого внимания заслуживает методика прогнозирования

ТЭС АД как элемента системы поддержки принятия решений в автодорожном комплексе. Данное направление является наиболее перспективным в настоящее время. Автором предложена методика прогнозирования представленная в [16].

Установлено, что ошибка прогноза после обучения ННС является приемлемой и составляет 10–15 % в зависимости от конкретной предметной области при этом скорость обработки информации значительна. Результаты экспериментов планируются к внедрению на базе дорожно-строительных организаций области.

Представленные в работе прогностические модели предлагаются в качестве основы для разработки систем управления соответствующими объектами и процессами в автодорожной отрасли. На основе разработанных алгоритмов и моделей авторами ведется дальнейшая работа по созданию комплексной системы поддержки принятия решений при управлении сложными объектами в автодорожном комплексе, которая будет способствовать получению значительного социально-экономического эффекта в отрасли.

Список литературы

1. Fraumeni B.M. The contribution of highways to GDP growth // National Bureau of Economic Research. 2009. Paper № 14736.

2. Скоробогатченко Д.А. Проблемы управления финансовыми средствами на содержание транспортной инфраструктуры региона // Бизнес. Образование. Право. Вестник Волгоградского института бизнеса. 2010. № 1 (11). С. 170–173.

3. Боровик В.С., Боровик В.В., Прокопенко Ю.Е. Модель управления внедрением в трехмерном пространстве и времени // Известия ВолгГТУ. 2014. № 6 (133). Т. 20. С. 24–28.

4. Armstrong J.S., Collopy F., Yokum J.T. Decomposition by causal forces: a procedure for forecasting complex time series //International Journal of Forecasting. 2005. Т. 21. №. 1. P. 25–36.

5. Loukeri E.D., Chassiakos A.P. Development of Pavement Performance Models using Fuzzy Systems // Proceedings of the 4th International Conference on Engineering Computational Technology. Lisbon, Portugal. 2004. Paper № 129.

6. Hsieh T.Y., Wang M.H. L., Chen C.W. A case study of S-curve regression method to project control of construction management via T-S fuzzy model // Journal of Marine Science and Technology. 2004. Vol. 12.№ 3. P. 209–216.

7. Ivanov V., Shyrokau B. Fuzzy architecture of safety-relevant vehicle systems // Proceedings of 4th International Workshop on Reliable Engineering Computing (REC 2010), Singapore. 2010. P. 3–5.

8. Осовский С. Нейронные сети для обработки информации. М., 2002.

9. Скоробогатченко Д.А. Моделирование изменения эксплуатационного состояния автомобильных дорог с учетом информации качественного

характера // Промышленное и гражданское строительство. 2011. № 4. С. 40–42.

10. Денисов М.В., Кизим А.В., Давыдова С.В., Давыдов Д.А., Камаев В.А. Использование нечетких нейронных сетей при ТОиР дорожно-строительных машин // Известия ВолгГТУ. 2014. № 6 (133). Т. 20. С. 29–34.

11. Teshnehlab M., Shoorehdeli M.A., Sedigh, A.K. Novel Hybrid Learning Algorithms for Tuning ANFIS Parameters as an Identifier Using Fuzzy PSO // Networking, Sensing and Control, 2008. ICNSC 2008. IEEE International Conference 6-8 April 2008. P.111–116.

12. Скоробогатченко Д.А., Ерохин А.В. Нечеткая нейросетевая модель для прогнозирования числа ДТП региона в условиях ограниченной информации // Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура. 2014. № 36 (55). С. 174–181.

13. Скоробогатченко Д.А., Боровик М.С. Моделирование задачи размещения асфальтобетонных заводов в городских условиях // Вестник Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура. 2015. № 39 (58). С. 213–223.

14. Скоробогатченко Д.А. Методика прогнозирования эксплуатационного состояния автомобильных дорог на основе представления нечетких множеств нейронными сетями // Известия высших учебных заведений. Строительство. 2011. № 2. С. 72–77.

УДК 004.9

Е.В. Селезнева, Т.А. Юрина
Сибирская государственная
автомобильно-дорожная академия

Разработка программного комплекса Atmosfera для исследования выбросов вредных веществ на автомобильном транспорте

Современные реалии таковы, что экологические требования к транспортным двигателям становятся жестче. В связи с этим необходимо совершенствовать рабочие процессы (РП) ДВС. Улучшение РП за счет выбора конструктивных и регулировочных характеристик двигателя и топливной аппаратуры не позволяет достичь уровня токсичности отработанных газов (ОГ), соответствующих требованиям нормативов EURO IV при сохранении на высоком уровне топливной экономичности [1].

© Селезнева Е.В., Юрина Т.А., 2016

Рециркуляция выхлопных газов (EGR – ExhaustGasRecirculation) является испытанным методом снижения содержания вредных веществ не только в отношении бензиновых двигателей внутреннего сгорания: практически все современные дизельные двигатели также оснащены этой системой, позволяющей соблюдать строгие предписания, связанные с отработавшими газами. Только благодаря методу рециркуляции выхлопных газов с охлаждением возможно соблюдение еще более строгих предельно допустимых показателей, установленных нормами по выхлопным газам EURO 5 и EURO 6.

Различают системы рециркуляции с электрическим, гидравлическим, пневматическим, мембранным и смешанным приводом клапана EGR. За счет рециркуляции ОГ увеличивается общее наполнение цилиндра при неизменном количестве свежей смеси, вследствие чего достигается более низкий расход топлива.

К достоинствам системы рециркуляции можно отнести следующее: уменьшение насосных потерь на впуске; уменьшение потерь на диссоциацию и теплопередачу; увеличение термического КПД двигателя; уменьшение процентного содержания кислорода в камере сгорания, максимальной температуры горения и, как следствие, снижение количества оксидов азота NO_x; улучшение экономических показателей работы двигателя на определенных режимах работы [2].

К недостаткам применения системы рециркуляции ОГ относятся: увеличение длительности процесса сгорания; резкое увеличение выбросов CH при достижении определенного количества рециркулируемых ОГ; значительный рост количества выбросов сажи при максимальной нагрузке в дизельных двигателях; ухудшение топливной экономичности двигателя при больших значениях рециркуляции.

Для исследования влияния доли рециркулируемых газов в свежем заряде и их температуры на выбросы оксидов азота и твердых частиц авторами статьи применялась методика планирования эксперимента [5]. Она позволяет с минимальными затратами материальных, временных и людских ресурсов получить всю информацию, необходимую для построения адекватных математических моделей исследуемых объектов [3, 4].

Авторами разработан программный комплекс Atmosfera, позволяющий исследовать влияние доли рециркулируемых газов в свежем заряде и их температуры на выбросы оксидов азота и твердых частиц.

С помощью данного программного комплекса можно осуществлять автоматизированное планирование эксперимента с использованием методики полного факторного эксперимента и получать уравнения регрессии, связывающие исходные факторы и исследуемый параметр объекта.

Принятые уровни и интервалы варьирования всех факторов представлены в табл. 1.

Таблица 1

Название фактора	Основной уровень	Интервал варьирования
Объемная доля РГ в свежем заряде	0,09	0,09
Степень снижения температуры РГ в ВТ	0,94	0,06
Относительная частота вращения коленчатого вала двигателя	0,689	0,311
Относительная нагрузка на двигатель	0,76	0,24

Рассмотрим работу программного комплекса Atmosfera:

1. Задается количество факторов, участвующих в эксперименте.
2. С помощью кнопки «Ввод» вводятся названия факторов, значения основного уровня и интервалов варьирования (рис. 1).
3. С помощью кнопки «План» автоматически составляется матрица планирования эксперимента для заданных факторов и выводится в таблицу (рис. 2).

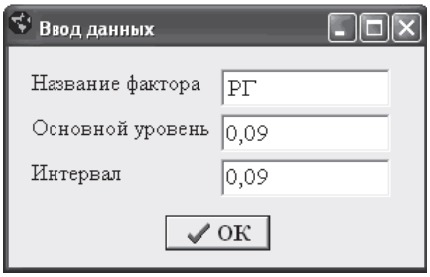
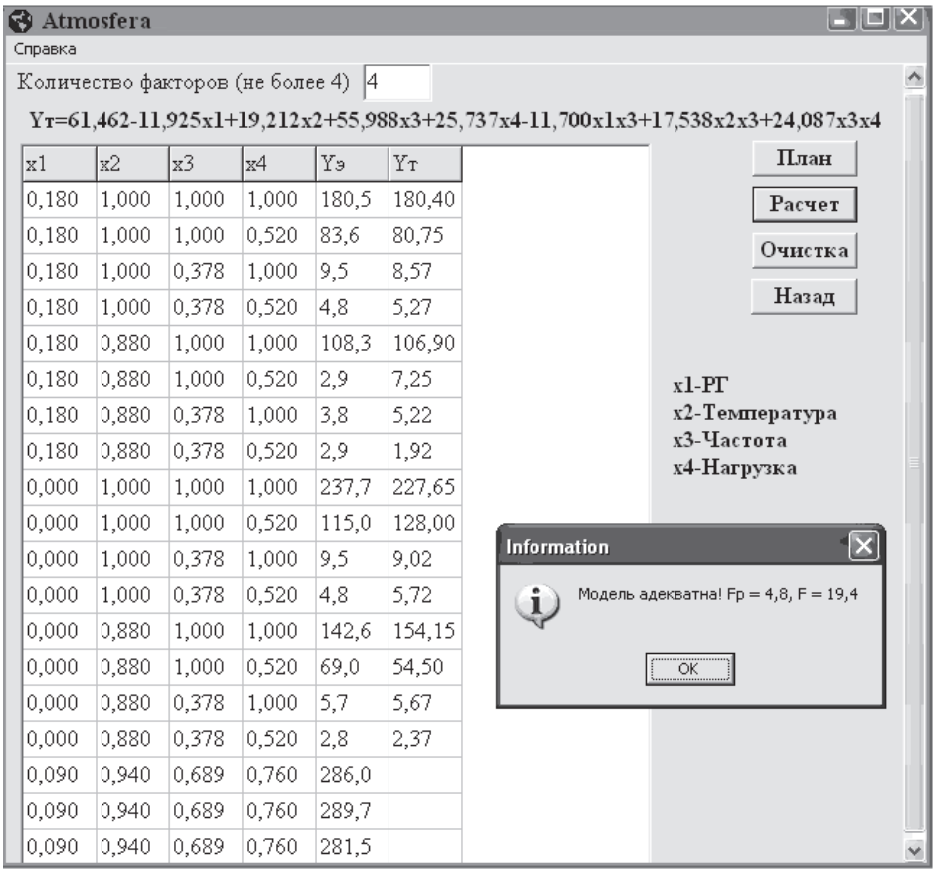


Рис. 1. Окно ввода факторов



x1	x2	x3	x4	Yэ	Yт
0,180	1,000	1,000	1,000	180,5	180,40
0,180	1,000	1,000	0,520	83,6	80,75
0,180	1,000	0,378	1,000	9,5	8,57
0,180	1,000	0,378	0,520	4,8	5,27
0,180	0,880	1,000	1,000	108,3	106,90
0,180	0,880	1,000	0,520	2,9	7,25
0,180	0,880	0,378	1,000	3,8	5,22
0,180	0,880	0,378	0,520	2,9	1,92
0,000	1,000	1,000	1,000	237,7	227,65
0,000	1,000	1,000	0,520	115,0	128,00
0,000	1,000	0,378	1,000	9,5	9,02
0,000	1,000	0,378	0,520	4,8	5,72
0,000	0,880	1,000	1,000	142,6	154,15
0,000	0,880	1,000	0,520	69,0	54,50
0,000	0,880	0,378	1,000	5,7	5,67
0,000	0,880	0,378	0,520	2,8	2,37
0,090	0,940	0,689	0,760	286,0	
0,090	0,940	0,689	0,760	289,7	
0,090	0,940	0,689	0,760	281,5	

Рис. 2. Получение уравнения регрессии для выброса оксидов азота

4. Пользователем вводятся в таблицу экспериментальные данные *Yэ* (см. рис. 2).

5. С помощью кнопки «Расчет» по введенным данным автоматически составляется и выводится на форму уравнение регрессии, вычисляются теоретические значения исследуемого параметра Y_T и выводятся в таблицу (см. рис. 2).

6. Производится оценка значимости коэффициентов полученного уравнения регрессии и оценка его адекватности. В диалоговом окне выводится расчетное и табличное значения критерия Фишера (см. рис. 2).

7. С помощью кнопки «Очистка» можно удалить из таблицы все данные.

8. Кнопка «Назад» позволяет вернуться к окну ввода количества факторов и начать планирование эксперимента заново.

В результате были получены следующие уравнения регрессии:

- выбросы оксидов азота

$$\mathrm{NOx} = 61,46 - 11,93x_1 + 19,21x_2 + 55,99x_3 + 25,74x_4 - 11,7x_1x_3 + \\ +17,54x_2x_3 + 24,09x_3x_4;$$

- выбросы твердых частиц

$$\mathrm{PM} = 73,04 - 33,74x_1 - 2,21x_2 - 44,1x_3 + 8,98x_4 + 40,48x_1x_3 - 7,58x_1x_4,$$

где x_1 – объемная доля РГ в свежем заряде; x_2 – степень снижения температуры; x_3 – относительная частота вращения коленчатого вала двигателя; x_4 – относительная нагрузка на двигатель.

Критерий Фишера для каждого уравнения соответственно равен 4,8 и 9,2 при критическом табличном значении 19,4, что подтверждает адекватность полученных уравнений регрессии, которые могут использоваться для прогнозирования свойств исследуемого объекта.

Разработанный программный комплекс позволяет оптимизировать процесс планирования эксперимента и обработки его результатов.

Список литературы

1. Голиков В.П. Улучшение экологических и топливно-экономических показателей транспортного дизеля за счет применения рециркуляции отработавших газов и совершенствование рабочих процессов: автореф. дис. … канд. техн. наук. Ярославль, 2004.

2. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: учебник для вузов; под ред. В.Н. Луканина. М., 2005.

3. Джонсон Н., Лион Ф.Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: методы планирования эксперимента. М., 1981.

4. Красовский Г.И., Филаретов Г.Ф. Планирование эксперимента. Мн., 1982.

5. Селезнева Е.В., Юрина Т.А. Система автоматизированного планирования эксперимента и получения уравнения регрессии // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2014. № 3 (37). С. 84–87.

УДК 621.436.052

Б.И. Базаров, С.А. Калауов, А.А. Мирзаев
Ташкентский государственный технический университет им. А.Р. Беруни

Применение компьютерных технологий при тепловом расчете двигателей внутреннего сгорания и тяговом расчете трактора ТТЗ-100

К современной системе высшего образования предъявлены новые требования, которые бы обеспечивали подготовку выпускников к работе в новых, резко изменяющихся социально-экономических условиях, конкретизирующихся открытием новых границ, информатизацией образования, использованием высокотехнологичных технологий.

Все это требует пересмотра используемых методик в подготовке специалистов. Следовательно, на первый план выходит задача принципиально нового проектирования модели методик обучения, конструирования содержания и организации содержательной учебной информации, педагогической деятельности обучающего и учебной работы обучающегося в образовательном пространстве.

При этом также необходимо учитывать, что эффективная работа инженера в настоящее время немыслима безперсональных компьютеров (ПК) и развитых телекоммуникационных средств. Работа самого ПК обеспечивается операционной системой (например, MS-DOS, OS/2, Be OS, Linux, Windows и др.), а для решения прикладных задач используют специальные пакеты прикладных программ.

Естественно, квалифицированный пользователь, владеющий в достаточной степени одним из языков программирования (например, C, Pascal, Fortran, Lisp, Prolog и др.), может самостоятельно разработать и отладить отдельную программу или комплекс программ, позволяющих реализовать на ПК алгоритм его задачи. Причем в ряде случаев разработанная пользователем узкоспециализированная программа может работать существенно быстрее, чем программа из программного пакета. Однако такой подход требует, как правило, больших трудозатрат на программирование, отладку и тестирование каждой программы, значительно сокращая долю творческого труда по решению конкретной технической задачи.

© Базаров Б.И., Калауов С.А., Мирзаев А.А., 2016

Для сокращения времени программирования создано большое количество прикладных пакетов, области использования которых в значительной степени перекрываются. Для наиболее эффективного использования вычислительной техники необходимо правильно выбрать наилучший пакет программ на самой ранней стадии решения прикладной задачи.

Наиболее известные пакеты прикладных программ, используемые в настоящее время при инженерных расчетах, – это Mathcad, Matlab, Derive, Maple V, Mathematica, VisSim.

При исследовании систем автоматического регулирования, вычислительных математических задач наиболее эффективно использование программной системы Matlab с обширными предметно-ориентированными библиотеками (toolbox) и инструментом визуального моделирования Simulink. Для визуального моделирования и моделирования совместно с реальной аппаратурой наиболее удобен VisSim, бесплатная академическая версия которого доступна в университете. Для анализа и синтеза линейных систем управления наиболее удобен CLASSIC.

Аналитические преобразования позволяют выполнять многие пакеты программ, например Mathcad, Matlab, Mathematica, но наиболее мощным средством для автоматизации аналитических расчетов считается пакет Maple V. Более простым специализированным пакетом для аналитических преобразований является Derive.

С учетом отмеченного кафедрой «Энергомашиностроение и профессиональное образование» Ташкентского государственного технического университета им. А. Беруни, за последние годы учебный процесс совершенствуется разработкой мультимедийных электронных учебных средств (создание различных виртуальных лабораторных работ, применение инженерных программ для упрощения различных расчетов и т. д.).

Особое внимание необходимо обратить на перспективы применения программы Mathcad 15 при выполнении теплового расчета рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания, при этом использование компьютерных технологий позволяет варьировать различными исходными показателями и данными. Например, мы можем производить тепловой расчет двигателя на различных топливах и сравнивать их выходные показатели.

В рамках проведенного исследования был произведен тепловой расчет дизеля и тяговый расчет трактора ТТЗ-100 при работе на стандартном дизельном топливе и природном газе.

На рис. 1 показан фрагмент теплового расчета двигателя внутреннего сгорания при применении программы Mathcad 15.

В отличие от программного обеспечения для создания электронных таблиц, редактирования текста и подготовки презентаций, Mathcad позволяет легко вводить формулы, текст, данные и изображения в одном доку-

менте, что упрощает сбор информации, повторное использование данных и верификацию проектов [1, 2].

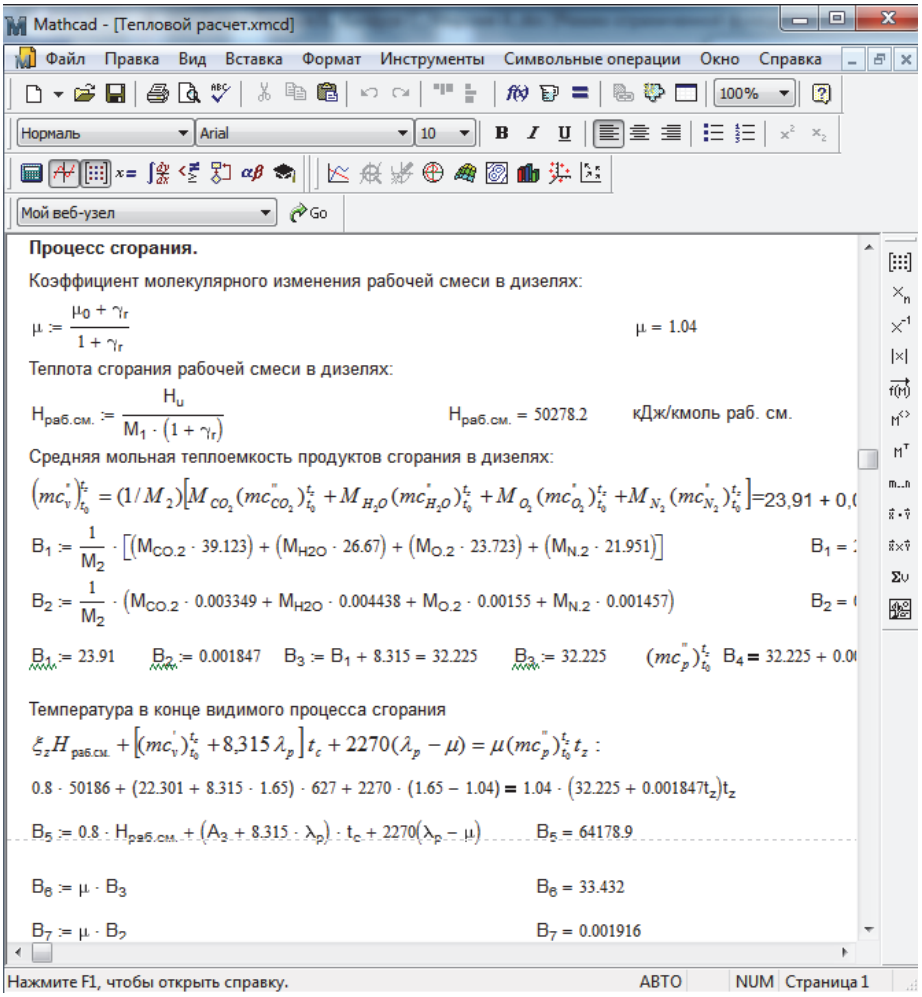


Рис. 1. Фрагмент теплового расчета двигателя внутреннего сгорания при применении программы Mathcad 15

Проведение инженерных вычислений в Mathcad имеет ряд преимуществ перед подобными вычислениями в электронных таблицах: наглядность вычислений, работа с именами переменных, работа с физическими единицами измерений, интеграция Mathcad и MicrosoftExcel.

Наглядность вычислений. Формулы в Mathcad всегда находятся в поле документа и имеют привычный для инженерного восприятия вид, что делает математику Mathcad более живой и наглядной, а также позволяет быстрее найти ошибки в расчетах.

В таблицах, напротив, уравнения скрыты, их можно увидеть, только щелкнув по соответствующей ячейке. Кроме того, большинство функций в электронных таблицах имеют непривычные названия для человека, не знакомого со скриптовым языком. Таким образом, логика вычислений зачастую оказывается скрытой и неочевидной от пользователя.

Имена переменных. В Mathcad в вычислениях используются имена переменных в таком виде, в котором инженер привык их находить в документации и профильной литературе. В таблицах имена переменных – это ссылки на другие ячейки. Если этих ссылок в расчете очень много, то понять их и, следовательно, понять источники ошибок становится затруднительно.

Работа с физическими единицами измерения. В Mathcad просто невозможно посчитать, используя неправильные единицы измерения. Изменения единиц ведут к немедленному изменению результатов вычислений. Кроме того, в Mathcad ведется проверка единиц измерения – программа не позволит сложить или вычесть выражения с единицами измерения разных по смыслу физических величин – например, Mathcad не позволит сложить длину и массу.

Интеграция Mathcad и MicrosoftExcel. Для использования преимуществ табличного представления данных в PTC Mathcad реализована интеграция с Microsoft Excel посредством компонента Excel. Компонент Excel представляет собой таблицу, встроенную в документ Mathcad. Интеграция Mathcad и Excel устраняет необходимость преобразования данных.

На рис. 2 показана тяговая характеристика трактора ТТЗ-80 при работе на стандартном дизельном топливе и сжатом природном газе, полученная с помощью программы Mathcad 15.

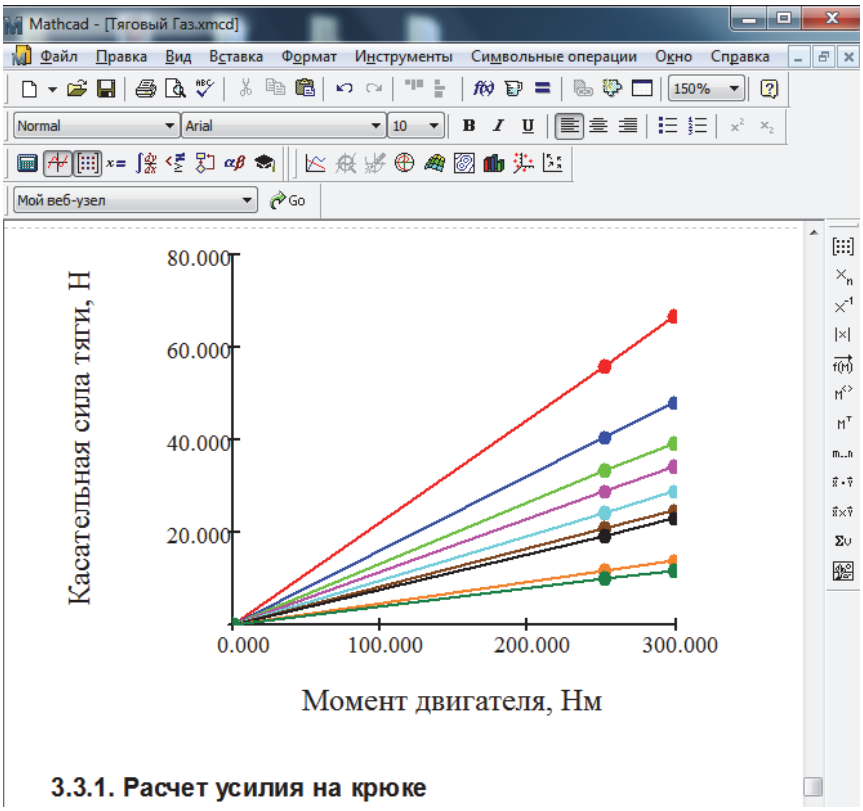


Рис. 2. Тяговая характеристика трактора ТТЗ-80 при работе на стандартном дизельном топливе и сжатом природном газе, полученная с помощью программы Mathcad 15

В заключение необходимо отметить, что новые информационные технологии в образовании на данный момент являются неотъемлемой частью профессиональной подготовки студентов многих вузов, так как применение мультимедийных программ, возможность визуализации проводимых расчетов позволяют сделать обучение более наглядным, в значительной мере помогают преодолеть барьеры, воздвигнутые традиционно чрезмерно формализованным и абстрактным изложением многих университетских учебных курсов.

На сегодняшний день обойтись без использования компьютерных средств крайне затруднительно. Многие последние достижения в них самым непосредственным образом связаны с компьютерным моделированием. По многим разделам фундаментальных наук в Интернете накоплено огромное количество полезной информации, которую необходимо отыскивать и систематизировать с применением поисковых систем и, возможно, использовать в процессе преподавания.

Список литературы
1. Кудрявцев Е.М. Mathcad 2000 Pro. М., 2001.
2. Гурский Д.А. Вычисления в MathCAD. Минск, 2003.

УДК 378.1
А.В. Стукач
Санкт-Петербургский политехнический
университет Петра Великого

Расчет элементов привода в курсовых и дипломных проектах по строительным машинам

Появление очередного поколения государственных образовательных стандартов, регламентирующих процесс подготовки специалистов в высших учебных заведениях, сделало актуальным вопрос совершенствования учебного процесса. Двухуровневая система подготовки специалистов технического профиля предъявляет новые требования к организации общего направления в образовательном процессе. В соответствии с принятой стратегией [1] в основу обучения бакалавров положена фундаментальность, проектный подход, научно-исследовательская работа и связь с практикой.

Особую озабоченность преподавателей вызывает проектный подход, требующий от студентов твердых знаний предмета и быстрого принятий необходимых решений. Выполняя проектные расчеты, студенты определяют геометрические размеры элементов привода. Затем осуществляется

© Стукач А.В., 2016

проверка. Хорошо успевающие студенты проверочные расчеты выполняют в среде SolidWorks,«Компас» и ряде других программ. Особо следует отметить систему автоматизированного проектирования и технологической подготовки производства – комплекс АРМ WinMachine [2, 3]. В его состав включены графические средства для создания плоских чертежей и трехмерных моделей, оформления конструкторской документации, полный комплекс инженерных расчетов, инструменты конечно-элементного анализа, средства создания и оформления технологических процессов, модули документооборота и администрирования, а также различные базы данных.

Использование прикладных программ с мощными ресурсами визуализации позволяет облегчить восприятие студентами сложных физических процессов. Однако, как указано в работе [4], подмена мыслительной деятельности студентов компьютерными программами может дать обратный эффект. Кроме того, доступность для личного пользования, вышеназванных программ, связана с этической стороной, так как доступными для физических лиц являются только не лицензионные версии.

В настоящее время можно выделить более доступный программный продукт, который студенты могут использовать для расчета элементов привода, созданный в г. Тольятти [5] и носит название DM-Monster 8.x Программа предназначена для расчета курсовых по деталям машин и получения полной ПЗ и чертежей в КОМПАСе или AutoCADe. Титул программы показан на рис. 1. Однако она, как и все предыдущие программы, представляет собой «черный ящик», в который спрятаны все вычисления, а пользователю предлагаются результаты в виде табличных данных.

Рис. 1. Программа, созданная И.Н. Ноженко

Для обучения студентов целесообразно использовать такие программные продукты, которые, формализуя процесс математического вычисления, позволяют студенту понять и запомнить основополагающие формулы, по которым производятся вычисления. На протяжении длительного времени очень трудоемкими, содержащими множество расчетов и большой объем графической части считаются курсовые проекты по дисциплинам «Строительные машины», «Подъемно-транспортные машины» и ряду других технических дисциплин. Для оптимизации процесса обучения широко применяют персональные компьютеры, которые используются

студентами чаще всего для оформления расчетов, выполненных с применением известных программ Matcad и MicrosoftExcel. Поэтому преподавателям приходится самостоятельно, собственными силами, создавать жизненно необходимые учебные программы. Существенное отличие учебных программ от профессиональных заключается в том, что учебная программа позволяет контролировать результаты вычислений на любом этапе, что позволяет своевременно устранять имеющиеся ошибки. Проектирование студентами элементов привода силовых устройств с использованием вычислительной техники существенно уменьшает трудоемкость расчетов, позволяет получать конструкции, оптимальные по габаритным размерам, массе и другим показателям, обеспечивает точность вычислений. Роль компьютера возрастает в связи с внедрением в машиностроение стандартных узлов и деталей с развитием модульного принципа конструирования. Модульный принцип лег в основу алгоритма и методики расчетов с использованием ниже рассматриваемого материала, что и является инновационным подходом в разработке обучающих программ.

Выполнение курсовых проектов способствует закреплению и углублению знаний, в частности курсовые проекты по СДМ ПТМ базируются на знаниях, полученных при изучении общетехнических дисциплин: теоретической механики, теории машин и механизмов, сопротивления материалов, деталей машин, технологии металлов, черчения и пр.

Тематика курсового проектирования имеет вид комплексной инженерной задачи, включающей кинематические и силовые расчеты, выбор материалов и расчеты на прочность, вопросы конструирования и выполнения конструкторской документации в виде габаритных, сборочных и рабочих чертежей, а также составления спецификации.

Правильным подходом применения вычислительной техники при выполнении курсовых проектов следует считать такую организацию учебного процесса и такое построение методики расчета, которые способствуют закреплению логики расчета и физического смысла каждого параметра, входящего в расчетные формулы. Например, проектируя двух- или трехступенчатый цилиндрический редуктор с обеспечением условия равнопрочности деталей, с минимумом суммарного межосевого расстояния и другими параметрами, характеризующими оптимальность конструкции, студент не менее двух-трех раз должен выполнить расчеты по каждой из ступеней передачи, несколько раз за время проектирования выполнить типовые расчеты, связанные с выбором подшипников, расчетом валов и т.д. В подобных случаях применение обучающих программ не только экономит время студента при выполнении указанных расчетов, но и позволяет существенно расширить вариантность выбора материалов, параметров, компоновочных схем и провести более глубокий их анализ. Но к использованию таких программных продуктов целесообразно допускать только тех

студентов, которые выполнили от начала и до конца обычный расчет по учебно-справочной литературе. Такой расчет способствует закреплению теоретических знаний, полученных из курса деталей машин, развивает навыки пользования справочной литературой, обеспечивает логический подход к решению инженерных задач.

Разделяя мнение автора статьи [6], при подготовке обучающей программы исходили из принципа: «Делай как другие, делай лучше их». Для этого в основу программного продукта закладывали литературные источники, дата издания которых не превышает более семи лет. В основу описываемой ниже программы положены следующие основные источники [7–12].

При использовании обучающих программ роль проектировщика, как и прежде, остается ведущей. Например, если расчет зубчатых передач редуктора выполнен на компьютере, но модуль передачи, определенный в проектировочном расчете, не обеспечивает сопротивления усталости по изгибным или контактным напряжениям в проверочном расчете, то именно студент-проектировщик должен принять решение, каким образом обеспечить условие прочности, не снижая значения других параметров, влияющих на оптимизацию конструкции редуктора в целом. Для машины невозможно создать алгоритм, который учитывал бы все факторы, влияющие на выбор того или иного решения.

Учебная программа расчета элементов механического привода состоит из нескольких модулей, работающих самостоятельно. Рабочий стол программы представлен на рис. 2.

Рис. 2. Рабочий стол программы для расчета элементов привода

В данной программе используется 11 основных расчетных модулей: кинематический расчет, расчет зубчатых цилиндрических колес, расчет зубчатых конических колес, расчет червячных передач, предварительный расчет валов, проверка прочности шпоночных соединений, конструктивные размеры зубчатых и червячных колес, выбор и проверка подшипников, уточненный расчет валов, конструктивные размеры корпуса, тепловой расчет и выбор сорта масла.

Каждый модуль обладает общими принципами построения и алгоритмирования. Так, в каждом модуле имеется блок исходных данных, используемых в текущем расчете, и блок результатов расчета, в котором сводятся основные результаты расчета на данном этапе, и далее эти результаты используются в качестве исходных данных для последующих расчетов либо служат для выполнения чертежных работ.

Необходимая подпрограмма вызывается нажатием курсором мыши на клавишу. На мониторе компьютера появляется таблица для ввода исходных данных. Ячейки таблицы, подлежащие заполнению, выделены красным цветом. После введения исходных данных программа сама автоматически производит вычисления, результаты которых заносятся в специальную итоговую таблицу.

Расчет построен на основании ГОСТов и общепринятых норм. Каждый расчет, сохраняя общие принципы, имеет свои, присущие только ему теоретические и практические решения поставленных задач. Пояснения по конкретным расчетам, формулам приводятся либо непосредственно на основном листе расчета, если они не занимают много места, либо выносятся на отдельный лист, если при этом используются таблицы ГОСТов, их графики и рисунки с подробными описаниями.

Одним из критериев использования программных ресурсов является баланс между автоматизированным выбором и принятием решений непосредственно студентами. Алгоритм предусматривает достаточно много мест соприкосновения программы расчетов со студентом. При этом студенту нет необходимости пользоваться справочной литературой для принятия решений, так как практически при всех выбираемых студентом вариантах имеются достаточно подробные описания с таблицами, диаграммами и рисунками, которые существенно облегчают и ускоряют процесс принятия решений. Так, например, после нахождения общего передаточного числа необходимо разбить его на частные передаточные числа двухступенчатого редуктора. Для этого достаточно перейти на лист со стандартами передаточных чисел, где можно выбрать по соответствующему ГОСТу передаточное число червячных передач, зубчатых цилиндрических или конических передач. После чего нужно вернуться на «основной» лист расчета. Эту операцию можно повторить неоднократно в максимально короткий промежуток времени.

Важнейшими результатами расчетов является набор всех размеров, элементов привода, подкрепленных проверочными расчетами на прочность, необходимых для проектирования силового привода машин и построения сборочных и рабочих чертежей.

Использование персонального компьютера и специализированных учебных программ в полной мере отвечает требованиям образовательных стандартов, безусловно, способствуют более быстрому и качественному приобретению студентами новых знания, умений и навыков.

С п и с о к л и т е р а т у р ы

1. Козликин Д.П., Радкевич М.М. Особенности подготовки бакалавров по новому федеральному государственному образовательному стандарту // Современное машиностроение. Наука и образование. СПб., 2011. С. 47–50.

2. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин. М., 2005.

3. Шелофаст В.В. АРМ WinMacliine – CADCAE система автоматизированного расчета и проектирования.URL: http://www.apin.ru/rus/madiiiie-buildmg/.

4. Мкртычев В.М. Компьютерные технологии в преподавании ТММ – цель или средство // Современное машиностроение. Наука и образование. СПб., 2011. С. 96–102.

5. Ноженко И.Н.Курсовое проектирование деталей машин для студентов и преподавателей. URL: http://www.dm-monster.narod.ru/.

6. Аксенов Л.Б. Подготовка машиностроителей фундаментальность и компетентность, реальность и виртуальность // Современное машиностроение. Наука и образование. СПб.,2011. С 14–16.

7. Курсовое проектирование деталей машин / С.А. Чернавский [и др.]. М., 2011.

8. Стукач А.В. Инновационный подход к расчету конструктивных элементов в курсовых проектах // Известия Тульского государственного университета. Серия: Подъемно-транспортные машины. Вып. 7. Тула, 2006. С. 289–292.

9. Дунаев. П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. М., 2003.

10. Ерохин М.Н. Детали машин и основы конструирования. М., 2004.

11. Анухин В.И. Допуски и посадки. СПб., 2004.

12. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. Калининград, 2004.

УДК 656.072

С.Н. Сидорова
Кузбасский государственный технический университет
им. Т.Ф. Горбачева

Мониторинг и контроль перевозок опасных грузов на основе применения современных навигационных технологий ГЛОНАСС

Основными целями создания навигационно-информационной системы мониторинга и контроля перевозок опасных грузов на основе применения современных навигационных технологий ГЛОНАСС являются:

© Сидорова С.Н., 2016

- повышение безопасности на автомобильных дорогах за счет снижения количества нарушений правил перевозки опасных грузов;
- повышение эффективности контроля за легитимностью перевозок опасных грузов за счет контроля исполнительными органами государственной власти, осуществляющими контрольно-надзорные функции, деятельности организаций-перевозчиков опасных грузов (МЧС, МВД, УГАДН);
- снижение масштабности последствий аварийных и чрезвычайных ситуаций при перевозке опасных грузов за счет повышения оперативности реагирования на их возникновение[1].

Система обеспечивает автоматизированное решение следующих задач:

1. Контроль легитимности перевозок опасных грузов автомобильным транспортом.
2. Контроль соблюдения правил перевозки опасных грузов автомобильным транспортом.
3. Обеспечение оперативного реагирования экстренных служб при возникновении аварийных и чрезвычайных ситуаций на автотранспорте, осуществляющем перевозки опасных грузов.
4. Анализ информации о нарушениях правил перевозки опасных грузов автомобильным транспортом на территории региона, муниципального образования для последующей выработки решений для осуществления административного воздействия на нарушителей перевозок опасных грузов.
5. Предоставление в регионе телематических услуг организациям-перевозчикам опасных грузов.

Рис 1. Состав подсистем мониторинга по контролю и надзору перевозок опасных грузов

Система состоит из следующих элементов:

- региональный центр мониторинга перевозок опасных грузов (АРМ Администратора);

- автоматизированные рабочие места (АРМ) контролирующих организаций (МЧС, МВД, ФСБ, УГАДН);
- АРМ организаций-перевозчиков;
- комплекты бортового навигационно-связного оборудования (БНСО);
- информационно-телекоммуникационная инфраструктура, обеспечивающая информационное взаимодействие между территориально-удаленными элементами системы[2].

В соответствии с рассматриваемой нормой возможно установление постоянных маршрутов транспортных средств, осуществляющих перевозки опасных грузов, имеющих специальное разрешение на срок не более года.

Таким образом, с использованием функционала АРМ администратора в Системе доступны:

- перечень и описание транспортных средств, допущенных к перевозке опасных грузов;
- перечень и описание легитимных организаций-перевозчиков опасных грузов;
- перечень разрешенных маршрутов движения для каждого транспортного средства.

Указанная информация предоставляется в АРМ контролирующих организаций с использованием матрицы доступа в зависимости от функциональных задач контролирующей организации.

Комплекты БНСО, установленные на транспортных средствах, позволяют определять координаты местоположения, скорость и направление транспортных средств, а также время, в момент которого эти данные были определены. По каналам передачи данных GSM эта информация поступает в телематический сервер, где информация подвергается первичной обработке и сортировке. Далее обработанная информация поступает на АРМ администратора.

Практика показала, что внедрение навигационной системы актуально на любом предприятии, обладающем собственным парком транспорта, и позволяет решить следующие задачи:

Экономия средств

- сокращение расходов на ГСМ до 50 %;
- увеличение срока эксплуатации транспорта;
- увеличение оборачиваемости рейсов;
- сокращение расходов на диспетчерскую службу.

Контроль над транспортом

- сокращение простоев и несанкционированных рейсов;
- мониторинг местоположения транспорта в реальном времени;
- контроль рабочего времени техники;
- повышение дисциплины водителей.

Обеспечение безопасности транспорта и груза

- непрерывный мониторинг транспорта и груза;
- дистанционное управление узлами автомобиля;
- экстренное реагирование при срабатывании тревожной кнопки;
- возможность установки фотокамеры внутри салона автомобиля.

Оперативное управление

- оптимизация маршрутов;
- предоставление оперативной информации о местоположении транспорта, пробеге, скорости движения и расходе топлива.

Внедрение системы ГЛОНАСС на любом предприятии, независимо от размера автопарка, повышает эффективность использования и снижает эксплуатационные расходы всего предприятия.

Экономия эксплуатационных расходов, повышение качества транспортных услуг и объема перевозок, повышение безопасности перевозок, достигающиеся с помощью системы мониторинга транспорта, – все это существенно экономит расходы компании и увеличивает ее прибыльность.

Список литературы

1. Автоматизированные системы обработки информации и управления на автомобильном транспорте / А.Б. Николаев, С.В. Алексахин, И.А. Кузнецов, В.Ю. Строганов. М., 2010.

2. Постолит А.В., Гришин А.А. Информационное обеспечение работы автомобильного транспорта // Автомобильный транспорт. 2008. № 7.

3. Внедрение ГЛОНАСС-технологий // Вестник ГЛОНАСС. URL: http://vestnik-glonass.ru/news/intro/

УДК 504.3.054:54

А.В. Милюкова, В.Д. Спиридонов

Брянский государственный инженерно-технологический университет

Компьютерная программа для расчета норм вредных выбросов при окраске деталей кузова автомобиля

Лакокрасочные материалы (ЛКМ) имеют две основные функции: декоративную и защитную. Они оберегают металл – от коррозии, образуют твердые защитные пленки, предохраняющие изделия от разрушающего влияния атмосферы и других воздействий и удлиняющие срок их службы, а также придают им красивый внешний вид.

Лакокрасочные материалы подразделяют на основные (краски, эмали, грунты и шпаклевки) и вспомогательные (растворители, разбавители,

© Милюкова А.В., Спиридонов В.Д., 2016

смывки, составы для подготовки к окрашиванию, средства для ухода за покрытиями и др.) В своем составе лакокрасочные материалы содержат большое количество вредных веществ, которые выделяются в процессе окраски деталей кузова автомобиля [3].

В результате накопления различных загрязнений в атмосфере, в первую очередь фреонов, происходит разрушение озонного слоя, который предохраняет земную поверхность от солнечной радиации. Загрязнения, поступающие в атмосферу, с осадками возвращаются на Землю и попадают в водоемы и почву [4, с. 15].

Способы нанесения лакокрасочных материалов весьма различны. Для нанесения грунтов и эмалей на кузова применяют воздушное (пневматическое) и безвоздушное распыление в электрическом поле и окрашивание кистями.

Воздушное распыление происходит в результате превращения лакокрасочного материала с помощью сжатого воздуха в тонкую дисперсную массу, которую наносят на окрашиваемую поверхность в виде мельчайших капель, которые сливаясь друг с другом, образуют покрытие.

Безвоздушное распыление – лакокрасочный материал подается насосом к соплу краскораспылителя под высоким давлением со скоростью, при которой поток жидкости дробится на мелкие частицы. По сравнению с пневматическим распылением способ безвоздушного распыления имеет ряд преимуществ: потери краски снижаются на 10–15 %; время окраски сокращается вследствие нанесения меньшего числа слоев и т.д.

К недостаткам относятся: необходимость применения материала более тонкого помола; более низкое качество покрытия.

Электростатическое распыление основано на физическом явлении переноса заряженных частиц лакокрасочного материала к окрашиваемой поверхности в электрическом поле высокого напряжения. Электрическое поле создают между кузовом и краскораспылителем, на котором создан высокий электрический потенциал. Частицы краски, получая отрицательный заряд, притягиваются к положительно заряженному кузову и осаждаются равномерным слоем.

От способа нанесения ЛКМ зависит количество выбросов в атмосферу при окраске деталей кузова автомобиля. В настоящее время уменьшение загрязнения атмосферного воздуха токсичными веществами является одной из важнейших проблем, стоящих перед человечеством. Загрязнение воздуха оказывает вредное воздействие на человека и окружающую среду.

Материальный ущерб, вызываемый загрязнением воздуха, трудно оценить, однако даже по неполным данным он достаточно велик. Без автомобиля в настоящее время немыслимо существование человечества.

Формирование лакокрасочных покрытий осуществляется преимущественно последовательным нанесением различных видов ЛКМ [5, с. 110–112].

Современная технология нанесения лакокрасочных покрытий на элементы кузова автомобиля – это высокоорганизованное механизированное производство, базирующееся на последних научно-исследовательских достижениях в области химии, физики и механики, использовании новых материалов, совершенствовании применяемых и внедрении прогрессивных технологических процессов и высокопроизводительного оборудования. Объемы выбросов зависят от расхода ЛКМ.

Расчет нормы расхода ЛКМ определяется в соответствии с нормативно-технической документацией по нормированию расхода материалов на окраску для разных видов изделий [1]. Удельная норма расхода материала зависит от площади окраски. При увеличении площади окрашивания происходит уменьшение удельного расхода окрасочного материала.

Одним из основных недостатков данной методики является то, что она не учитывает зависимость удельной нормы расхода материала от площади окраски. При увеличении площади окрашивания происходит уменьшение удельного расхода окрасочного материала, обусловленное сокращением потерь материала из-за значительной ширины (10–15 см) факела распылителя окрасочного пистолета, а также снижением частоты его переключения [6, с. 70].

В Брянском государственном инженерно-технологическом университете разработано информационное и программное обеспечение для моделирования нанесения ЛКМ, расчета расхода лакокрасочных материалов при отделке деталей кузова автомобиля с последующим расчетом выбросов летучих веществ из лакокрасочного материала [2]. В настоящее время указанная программа расширена и добавлены формы для расчета выбросов при окраске деталей кузова автомобиля [8, с. 380–385].

Программа написана на языке Object Pascal. В состав базы данных добавлены новые таблицы с информацией о параметрах автомобилей: модель автомобиля, площади деталей кузова, количество деталей кузова. Кроме этого, в базе данных содержится информация о видах лакокрасочного материала, способах нанесения лакокрасочных материалов, а также таблица компонентов химических веществ с долями летучей части.

На рис. 1 показан вид экранной формы программы с заполненными таблицами базы данных при расчете площади отделываемых деталей автомобиля.

На рис. 2 показан вид экранной формы программы с заполненными таблицами базы данных при расчете выбросов летучих веществ.

При работе с программой пользователю предоставлен выбор деталей для определенной модели автомобиля. После сформированного списка деталей можно выполнить промежуточные расчеты площади обрабатываемой поверхности. После расчета площади отделываемой детали пользователю предоставлена возможность выбора любого вида лакокрасочного ма-

териала из общего списка и способа нанесения. Зная площадь детали и норму расхода, в дальнейшем можно рассчитать количество выбросов летучих веществ.

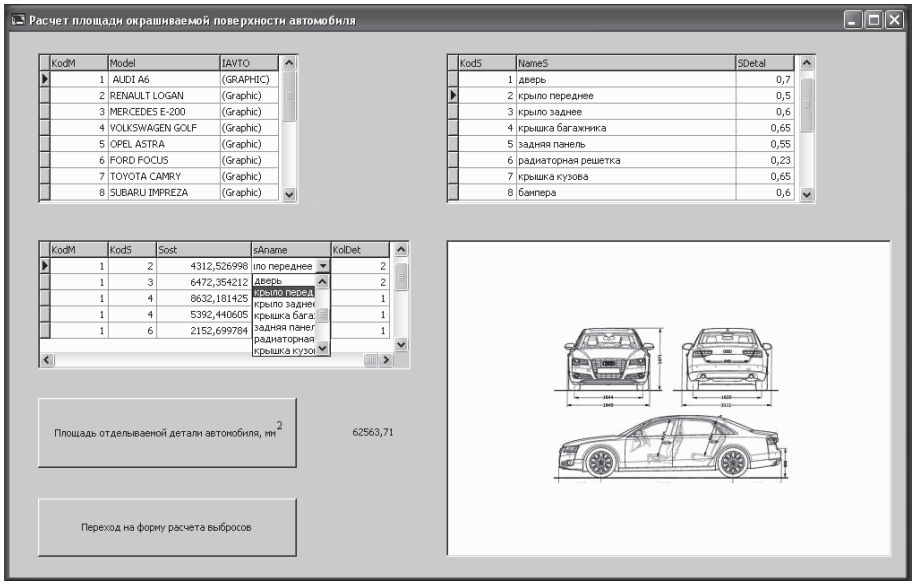


Рис. 1. Вид формы программы с таблицами базы данных при расчете площади отделываемых деталей автомобиля

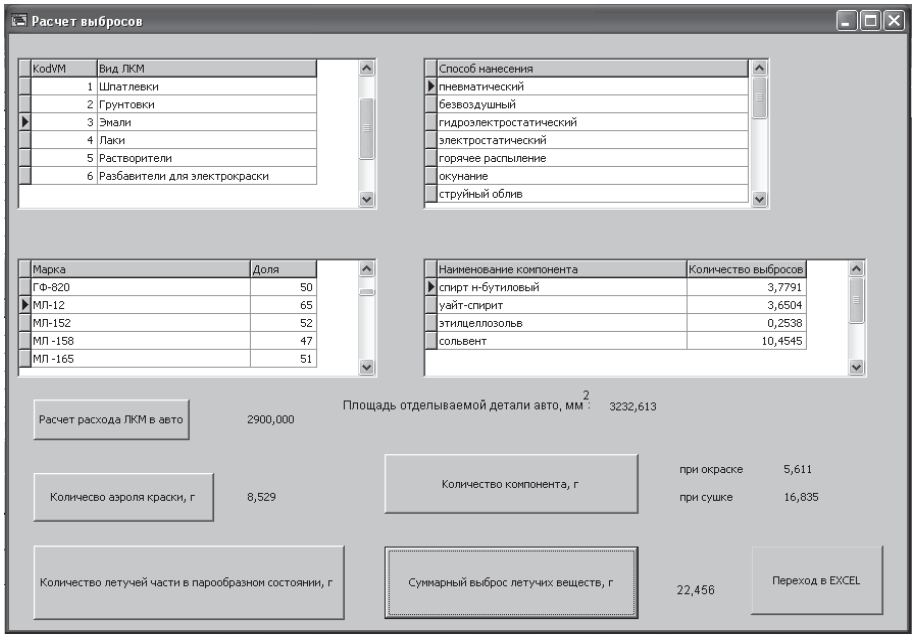


Рис. 2. Вид формы с таблицами базы данных при расчете выбросов летучих веществ

Все компоненты программы представляют собой открытую информационную систему, что позволяет вводить в нее информацию о новых ЛКМ-материалах, их свойствах и параметров автомобилей.

Разработанная программа может применяться предприятиями и территориальными управлениями по охране окружающей среды, специализированными организациями, проводящими работы по нормированию выбросов и контролю за соблюдением установленных нормативов предельно допустимых выбросов.

Список литературы

1. Методика МИНЮСТа РФЦСЭ 2013.URL: http://normaplus.ru.

2. Методика расчета выделений (выбросов) загрязняющих веществ в атмосферу при нанесении лакокрасочных материалов (на основе удельных показателей). СПб., 2005.

3. Типы, конструктивные элементы автомобильного кузова и названия деталей.URL: http://autokuz.ru.

4. Лиханов В.А., Лопатин О.П. Экологическая безопасность. Киров, 2008.

5. Лебедев В.П., Калдма Р.Э., Авраменко В.Л. Справочник по противокоррозионным лакокрасочным покрытиям. Харьков, 1988.

6. Толмачев И.А., Пиастро В.Д. Ремонтная окраска автомобилей. СПб., 1992.

7. Синельников А.Ф. Кузова легковых автомобилей. М., 1995.

8. Моделирование процесса окраски изделий для расчета норм выбросов / А.В. Милюкова, В.Д. Спиридонов, Ю.Е. Учуватова, В.А. Романов // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. Воронеж, 2015. № 5 (16-4). С. 380–385.

УДК 629.113

А.Н. Борисенко
Хакасский технический институт –
филиал Сибирского федерального университета

Совершенствование систем автоматизированного информирования участников дорожного движения

В состав основных системных компонент современных интеллектуальных транспортных систем (ИТС) входят системы автоматизированного информирования участников дорожного движения [1].

Целями информирования участников дорожного движения являются повышение уровня безопасности дорожного движения, перераспределение и оптимизация транспортных потоков путем:

© Борисенко А.Н., 2016

- вывода информации на дорожные информационные табло;
- вывода информации в сеть Интернет, включая прогнозы;
- вывода актуальной информации на мобильные устройства.

Формы представления информации постоянно совершенствуются, технологии актуализации информации развиваются на основе применения геоинформационных и навигационных систем, телекоммуникационных технологий, технологий мобильной связи, сбора, хранения и обработки информации.

На наш взгляд, актуальным в настоящее время является размещение в сети Интернет разнообразной информации (информация о свободных местах парковки, информация о местах дорожно-транспортных происшествий (ДТП) с фотографиями, информация о местах с повышенной потенциальной опасностью возникновения ДТП и многое другое) с применением электронных карт.

Задача развития сервисов интеллектуальных транспортных систем в сфере обеспечения безопасности дорожного движения, повышения качества функционирования региональных транспортных систем и работы автомобильного транспорта входит в число мероприятий федеральной целевой программы «Повышение безопасности дорожного движения в 2013–2020 годах».

Например, в ХТИ – филиале СФУ ведется работа по составлению и актуализации паспортов безопасности автобусных маршрутов, которые могут быть полезными всем участникам дорожного движения на дорогах г. Абакана и Республики Хакасия [2].

В положении об обеспечении безопасности перевозок пассажиров автобусами, утвержденном приказом министра транспорта Российской Федерации (РФ), отмечено:

Основными задачами юридических лиц и индивидуальных предпринимателей по обеспечению безопасности перевозок пассажиров автобусами является организация перевозочного процесса по технологии, обеспечивающей безопасные условия перевозок пассажиров.

К основным требованиям по обеспечению надежности водителей в процессе их профессиональной деятельности относится регулярное обеспечение водителей необходимой оперативной информацией об условиях движения и работы на маршруте:

- данных о дорожных условиях на маршруте (параметрах и состоянии проезжей части, обочин, элементах плана и профиля дороги, интенсивности и составе движения, и т.п.), представляемых дорожными, коммунальными и другими организациями;
- сведений о местах концентрации дорожно-транспортных происшествий, их причинах, представляемых органами Государственной автомобильной инспекции;

• непосредственного обследования путем визуального осмотра и инструментальных измерений в процессе проведения контрольных проездов по маршруту.

Перечисленные требования «Положения об обеспечении безопасности перевозок пассажиров автобусами» фактически предполагают необходимость создания и актуализации «Паспортов безопасности автобусных маршрутов» (ПБАМ).

В основе составления и актуализации паспорта безопасности автобусного маршрута предполагается использование метода прогнозирования аварийности по потенциальной опасности [3], электронных карт, геоинформационных систем, а также анализ фактической аварийности на участках улично-дорожной сети.

Например, потенциальная опасность перекрестка определятся для каждой конфликтной точки в пределах конфликтной зоны, затем определяется вероятное число аварий. Для каждой конфликтной точки (зоны) существуют группы факторов, влияющие на безопасность. Внутри каждой группы все факторы связаны аналитическими зависимостями различной сложности и представлены в виде отдельных коэффициентов.

Структурная формула определения потенциальной опасности имеет вид произведения коэффициентов, представляющих свои группы факторов:

$$P_{\text{о}} = K_{\text{он}}^{1,20} \cdot K_{v}^{0,94} \cdot K_{\text{в}}^{1,08} \cdot K_{\rho}^{1,10} \cdot K_{\text{н}}^{0,96} \cdot K_{\text{у}}^{1,02} \cdot K_{t}^{1,00},$$

где $K_{\text{он}}$ – коэффициент начальной вероятности конфликта; K_{v} – коэффициент скоростей; $K_{\text{в}}$ – коэффициент вида конфликта; K_{ρ} – коэффициент плотности; $K_{\text{н}}$ – коэффициент нарушений; $K_{\text{у}}$ – коэффициент условий; K_{t} – коэффициент времени.

После проведения расчетов и анализа безопасности дорожного движения автобусного маршрута даются рекомендации наиболее безопасного проезда перекрестков и конфликтных точек, формируется ПБАМ.

ПБАМ является основным документом с характеристиками потенциально опасных участков маршрута и рекомендациями по обеспечению безопасного проезда этих участков (выбор скорости движения на участке, ускорения и (или) замедления скорости на участке и т. д.).

По изложенной выше методике исследован ряд городских автобусных маршрутов города Абакана, расчеты автоматизированы с использованием табличного процессора Microsoft Excel. В результате выявлены наиболее опасные зоны, разработаны рекомендации водителям маршрутных автобусов для уменьшения потенциальной опасности в конфликтных зонах.

Исходные данные включали в себя интенсивности движения конфликтующих потоков, геометрические параметры конфликтных участков, габаритные размеры транспортных средств, параметры светофорного ре-

гулирования, а также различные особенности обустройства конфликтных объектов (наличие ограждений, островков безопасности и т. п.).

Исследуемый перекресток не включался в расчет в случае, если не происходило образования конфликтных точек, т. е. отсутствовали точки пересечения траекторий движения с другими конфликтными участниками. Подобные случаи могли возникать при проезде Т-образных перекрестков в одном из направлений, а также особом режиме светофорного регулирования с использованием дополнительных секций и т.д.

Интенсивность движения принималась для каждой полосы движения отдельно. В период с 08 до 19 часов местного времени проводились три замера. Продолжительность одного замера составляла три светофорных цикла.

Одновременно проводился анализ статистических данных о ДТП на тех перекрестках, где потенциальная опасность была велика. В качестве примера на рис. 1 приведена карта г. Абакана с отображением мест ДТП, в которых есть погибшие. Красными метками обозначены места двух и более ДТП с погибшими.

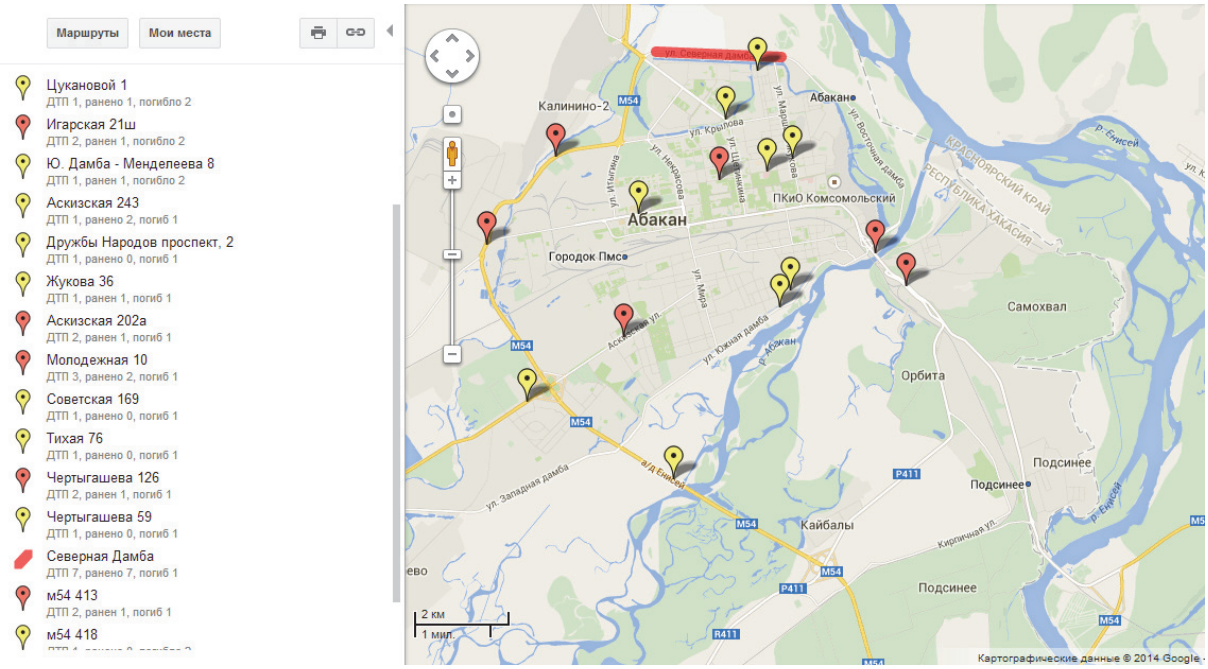


Рис. 1. Карта г. Абакана с обозначением мест ДТП с погибшими

Маршрут № 11, имеющий самую высокую общую потенциальную опасность, пролегает через центральную улицу города от остановки «Рынок северный» до остановки «Воинская часть» и проходит через 32 конфликтных объекта.

В соответствии с методикой значения потенциальной опасности просуммированы в переделах одного перекрестка для разных типов конфлик-

тов. На некоторых перекрестках значения потенциальной опасности равны нулю, так как они не превышают порога чувствительности. Для визуальной оценки потенциальной опасности на рис. 2 приведем диаграмму потенциальной опасности маршрута.

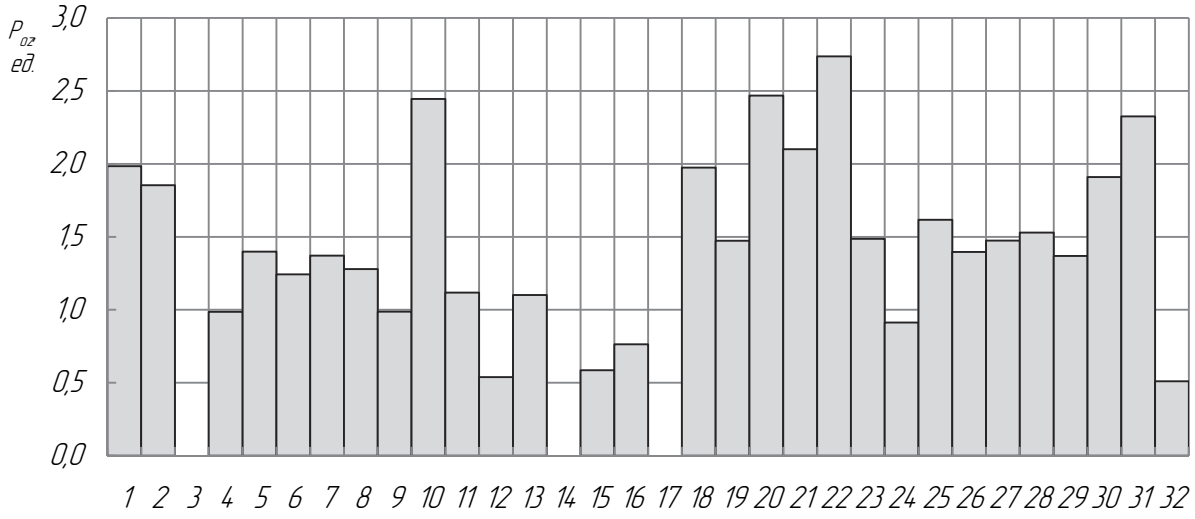


Рис. 2. Диаграмма потенциальной опасности маршрута № 11

Для оценки потенциальной опасности всего маршрута рассчитывают общее значение по формуле:

$$P_{ozm} = \frac{\sum_{i=1}^{i} P_{ozi}}{i}.$$

где P_{ozm} – общая потенциальная опасность всего маршрута; P_{ozi} – потенциальная опасность i-го конфликтного объекта маршрута; i – число конфликтных объектов.

В табл. 1 приведем перекрестки г. Абакана, имеющие наивысшую потенциальную опасность по результатам разработки ПБАМ. Самым потенциально опасным перекрестком является пересечение улиц Пушкина и Ленинского Комсомола в районе Сбербанка.

В качестве сравнения приведем табл. 2 с данными о перекрестках, где произошло больше всего ДТП. В число ДТП вошли все учетные происшествия с пострадавшими, а также все ДТП с материальным ущербом.

Из табл. 2 видно, что наибольшее число ДТП наблюдается не всегда на тех перекрестках, где существует наивысшая потенциальная опасность. Это значит, что оба рассматриваемых параметра необходимо учитывать в равной степени при составлении паспортов безопасности дорожного движения.

Таблица 1

Конфликтные объекты г. Абакана с наивысшей потенциальной опасностью

Перекрестки (конфликтные объекты)	Тип конфликта		
	«Транспорт-транспорт»	«Транспорт-пешеход»	Потенциальная опасность объекта
Пушкина – Ленинского Комсомола	2,74	–	2,74
Торговая – К. Перекрещенко	0,58	1,99	2,58
Дружбы Народов – К. Перекрещенко	2,01	0,56	2,57
Мира – Таштыпская	2,47	–	2,47
Пушкина – Тараса Шевченко	2,42	–	2,42
Некрасова – Советская	–	2,36	2,36
Торосова – Др. народов	–	2,35	2,35
Дружбы Народов – К. Перекрещенко	2,33	–	2,33
Некрасова – Советская	–	2,2	2,20
Пушкина – Володарского	2,19	–	2,19
Торговая – К. Перекрещенко	1,58	0,57	2,15
Пушкина – Советская	2,13	–	2,13
Тельмана – Ярыгина	–	2,13	2,13
Мира – Пушкина	2,10	–	2,10
Пушкина – Советская	2,09	–	2,09
Пушкина – Ивана Ярыгина	2,07	–	2,07
Стофато – Аскизская	–	2,02	2,02

Таблица 2

Конфликтные объекты г. Абакана с наибольшим числом ДТП

Перекрестки (опасные зоны)	Тип конфликта			Число ДТП на перекрестке
	«Транспорт-транспорт»	«Транспорт-пешеход»	Итого	
Пушкина – Некрасова	0,65	0	0,65	73
Щетинкина – Кирова	1,19	0	1,19	41
Пушкина – Тараса Шевченко	2,42	0	2,42	39
Торговая – К. Перекрещенко	1,58	0,57	2,15	31
Пушкина – Ленинского Комсомола	1,28	0	1,28	27
Щетинкина – Крылова	1,91	0	1,91	22
Пушкина – Маршала Жукова	0,96	0,35	1,31	21
Щетинкина – Ленинский проспект	0	0,65	0,65	21
Щетинкина –Тельмана	1,37	0	1,37	20
Дружбы Народов – К. Перекрещенко	2,01	0,56	2,57	19
Торосова – Дружбы народов	0,86	0,84	1,70	18

В заключении следует отметить, что полученные данные о потенциально опасных перекрестках, об участках с наибольшим числом ДТП, погибшими и ранеными, а также методика их получения являются актуальными. Полученные материалы вполне можно использовать в системах автоматизированного информирования участников дорожного движения.

Список литературы

1. Власов В.М., Ефименко Д.Б., Богумил В.Н. Информационные технологии на автомобильном транспорте. М., 2014.

2. Кижапкин Д.Н. О ходе реализации мер по обеспечению безопасности перевозок пассажиров на городском пассажирском транспорте // Автотранспортное предприятие. 2013. № 10. С. 23–26.

3. Капский Д.В. Прогнозирование аварийности в дорожном движении. Минск, 2008.

УДК 629.113

Д.А. Худяков, И.М. Блянкинштейн, Д.А. Швец, А.С. Кашура
Сибирский федеральный университет

Оценка погрешностей расчета расхода топлива на маршрутах, построенных по данным GPS/ГЛОНАСС-треков

Дорожные условия движения, наряду с загрузкой автотранспортного средства (АТС), вносят определяющий вклад в формирование показателей расхода топлива. В системе оперативного управления расходом топлива [1], одним из модулей которой является программный комплекс МВК [2–4], при проведении виртуальных дорожных испытаний транспортных средств методом имитационного моделирования продольный профиль дороги представляется в виде последовательности отдельных участков. Каждый из участков характеризуется: длиной, величиной продольного уклона, видом покрытия, а также заданной (задаваемой) скоростью движения транспортного средства на данном участке. Для каждого участка также задается время стоянки (остановки) в конце участка и процент загрузки транспортного средства, если оно останавливалось для погрузки-разгрузки. Кроме того, при построении маршрута задается высота над уровнем моря начальной точки маршрута.

У большинства автотранспортных предприятий транспортные средства движутся не по постоянным маршрутам, проектные или фактические характеристики которых известны, а по переменным, меняющимся ежедневно, либо даже в течение дня. Поэтому получить проектные или фактические технические характеристики продольного профиля большого количества маршрутов – весьма трудоемкая задача, не выполнимая практически и нецелесообразная с экономической точки зрения.

С целью получения информации о дорожных условиях движения и в частности о продольном профиле дороги предлагается рассмотреть

© Худяков Д.А., Блянкинштейн И.М., Швец Д.А., Кашура А.С., 2016

возможность использования данных систем GPS/ГЛОНАСС-навигации, которые позволяют оперативно получать данные о пространственных координатах движущегося транспортного средства: широта, долгота и высота над уровнем моря. Из получаемых с дискретным интервалом данных можно рассчитать уклон продольного профиля дороги, например с использованием алгоритма промежуточной обработки информации [5]. Правомерность такого подхода подтверждается опытом решения подобных задач при прокладке магистральных нефте- и газопроводов [6].

Представляет научный и практический интерес оценить возможные геометрические погрешности построения продольного профиля дороги с использованием GPS/ГЛОНАСС-информации и влияние их на расчетные оценки показателей расхода топлива транспортных средств.

Рассмотрим два способа получения данных о высоте над уровнем моря:

1. С использованием системы GPS-навигации. Навигационные системы позволяют получать данные не только о месте положения, но и о высоте над уровнем моря.

2. С использованием средств GoogleAPI. Служба Google Maps API [6, 7] позволяет получать данные о высоте над уровнем моря, зная координаты места положения, которые, в свою очередь, можно получить с достаточно высокой точностью с использованием GPS-навигации. В тех случаях, когда нет точных данных о высоте, служба использует интерполяцию и возвращает усредненное значение с помощью четырех ближайших известных точек. Объект Elevation Service службы Google Maps API принимает запросы и возвращает данные о высоте.

Если в первом случае данные о высоте мы получаем напрямую вместе с географическими координатами места положения, то во втором случае встала задача о реализации программного обеспечения для получения данных о высоте над уровнем моря по известным координатам. Изучив информационный продукт Google API, находящийся в открытом доступе, и рассмотрев возможные способы получения данных о высоте над уровнем моря, было принято решение использовать его для автоматического получения данных по высотам над уровнем моря, путем программной реализации запросов на адрес его размещения https://maps.googleapis.com/maps/api/elevation/xml?locations=: X:,: Y:&key (где X, Y – долгота и широта соответственно). Для оперативной реализации потоковых обращений была разработана подпрограмма WebLeech, позволяющая из массива данных координат X, Y получать массив данных с высотами X, Y, Z (где Z – высота над уровнем моря) для дальнейшего использования (рис. 1).

В рамках рассматриваемого подхода заметим, что точность получаемых данных будет напрямую влиять на модель продольного профиля дороги и, соответственно, на рассчитываемый в результате моделирования

движения транспортного средства теоретически возможный расход топлива [1]. В соответствии с поставленной целью необходимо провести исследование возможности применения данных методик для построения продольного профиля дороги, а также оценить оказываемое влияние погрешностей его формирования на получаемый расход топлива.

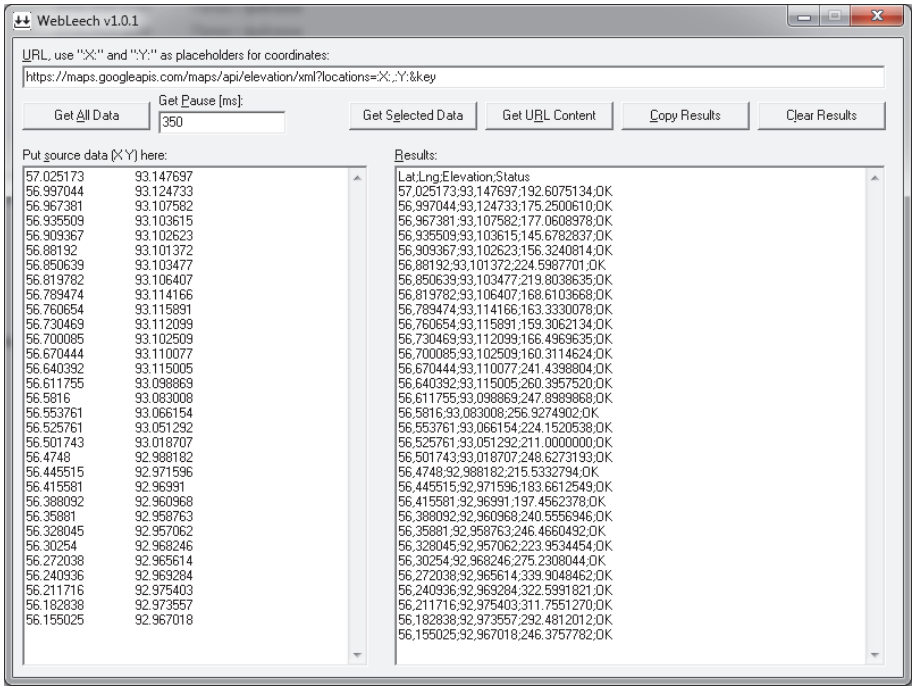


Рис. 1. Рабочее окно программного обеспечения WebLeechv1.0.1

Проанализировав алгоритм промежуточной обработки данных [5], можно сделать вывод, что на получаемый результат будут оказывать влияние следующие параметры:

А. Интервал времени (частота опроса) между снятием показаний о местоположении, высоте над уровнем моря и скорости движения транспортного средства; для существующих систем, доступных на рынке, минимальное значение этого интервала составляет 1 секунда, но на большинстве систем, устанавливаемых на транспортные средства, этот интервал увеличивают до 15–30 секунд с целью снижения объема передаваемых данных на сервер их хранения. Кроме того, стоит отметить, что многие производители систем мониторинга также помимо времени устанавливают дополнительные параметры, при которых происходит измерение и передача данных на сервер: изменение направления движения транспортного средства в горизонтальной плоскости, отключение двигателя, изменение скорости движения и т.д. При этом интервал времени между измерениями не будет фиксированным, а будет варьироваться от 3 до 30 секунд.

Б. Скорость движения транспортного средства; от данного параметра напрямую будет зависеть длинна участков, на которые разбивается мар-

шрут, так как при скорости, например, 80 и 60 км/ч транспортное средство пройдет за 1 секунду 22,2 и 16,7 м соответственно.

В. Погрешность измерения высоты в случае применения системы GPS навигации отражается значением величины VDOP (от англ. Vertical Dilutionof Precision – снижение точности в вертикальной плоскости), чем меньше значение, тем выше точность получаемых данных [8]. Данная величина зависит от количества спутников в зоне приема сигнала GPS-навигатором, а также от пространственного расположения этих спутников на орбитах и отражает величину возможного отклонения от истинного значения. Если же брать данные по Google Maps API, то точность будет зависеть от степени поляризации получаемой величины [7].

В ходе проведения эксперимента с регистрацией параметров движения автомобиля КамАЗ-53215,оснащенного GPS-системой мониторинга расхода топлива, по дороге Красноярск – Енисейск на участке Большая Мурта – Красноярск были получены данные по высотам от системы GPS-навигации и от службы Google Maps API (с использованием разработанного программного обеспечения WebLeech), на основании которых получены и построены продольные профили участка дороги (рис. 2).

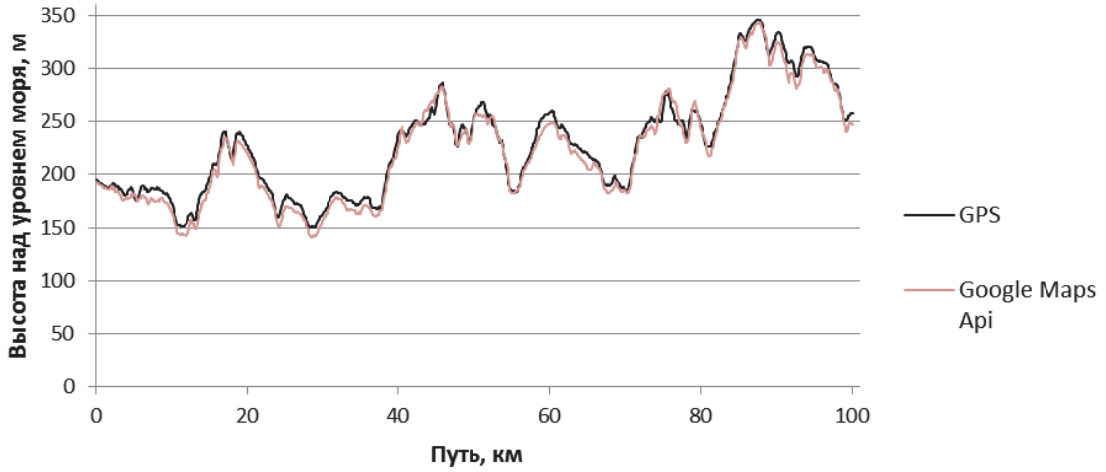


Рис. 2. Продольные профили участка дороги Большая Мурта – Красноярск полученные с использованием GPS и Google Maps API

А также построен график разницы между высотами по данным GPS и Google Maps API (рис. 3).

Из графика на рис. 3 видно, что в 88,4 % точек значения высоты, полученной по GPS выше, чем значения, полученные по Google Maps API, при этом максимальные и минимальные отклонения высот составляют 18,86 м и 0,08 м соответственно при среднеквадратическом отклонении 6,59 м. В оставшихся 11,6 %, в которых значения высот по Google Maps API выше, чем по GPS,максимальные и минимальные отклонения 21,45 и 0,03 м, соответственно, среднеквадратическое отклонение составляет 5,22 м.

Следующим шагом эксперимента была регистрация параметров движения транспортного средства на маршруте с известным реальным продольным профилем дороги и наложение на него профилей, построенных по GPS/ГЛОНАСС-данным и данным Google Maps API.

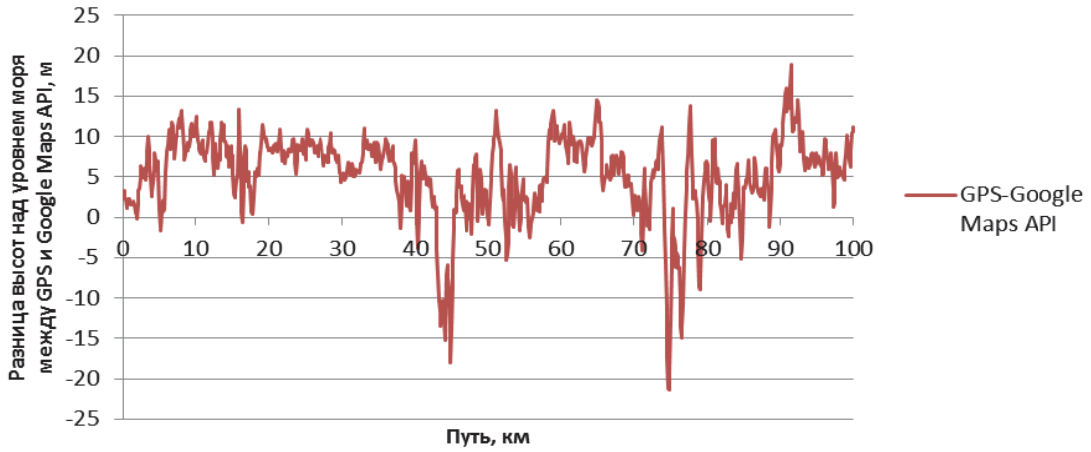


Рис. 3. График разниц высот над уровнем моря между GPS и Google Maps API

Для проведения этого эксперимента в КГКУ «Управление дорог по Красноярскому краю» был получен продольный профиль автомобильной дороги Канск – Абан – Богучаны на участке д. Борки – с. Залипьев в Абанском районе Красноярского края протяженностью 8,7 км, реконструкция которой проводилась в 2008 г. [9]. Данный продольный профиль был взят за эталонный для проведения экспериментальных исследований (заездов).

С целью изучения влияния высот на точность получаемого теоретически возможного расхода топлива произвели шесть заездов по вышеупомянутому маршруту. Для получения данных использовалсяGPS-навигатор на базе навигационной системы Navitel 9.1 с возможностью записи GPS-треков в формате *.gpx с промежутком времени, равным 1 секунде. Первый заезд не был учтен, так как во время заезда у GPS-навигатора была потеря связи со спутниками, а соответственно, данные небыли записаны в GPS-трек. На основании GPS-треков построены продольные профили (рис. 4).

Проанализировав рис. 4, можно сделать вывод, что в пятом заезде в районе 5 км пути имеется значительное отклонение от фактического продольного профиля. Максимальное отклонение зафиксировано на 5,022 км пути и составляет 48,8 м (14,79 % от значения фактической высоты). При дальнейших исследованиях данный заезд учитывать не будем. Кроме того, видно, что при таком методе имеется значительный разброс величины высоты в каждом из заездов. Наибольшие отклонения от фактического (эталонного) профиля дороги получены в шестом заезде в приделах от 0,44 до 35,10 м, при этом среднеквадратическое отклонение составляет 7,66 м, а наименьшие – в третьем заезде, где отклонения составили от 2,48 до 14,51 м, среднеквадратическое отклонение составляет 6,14 м.

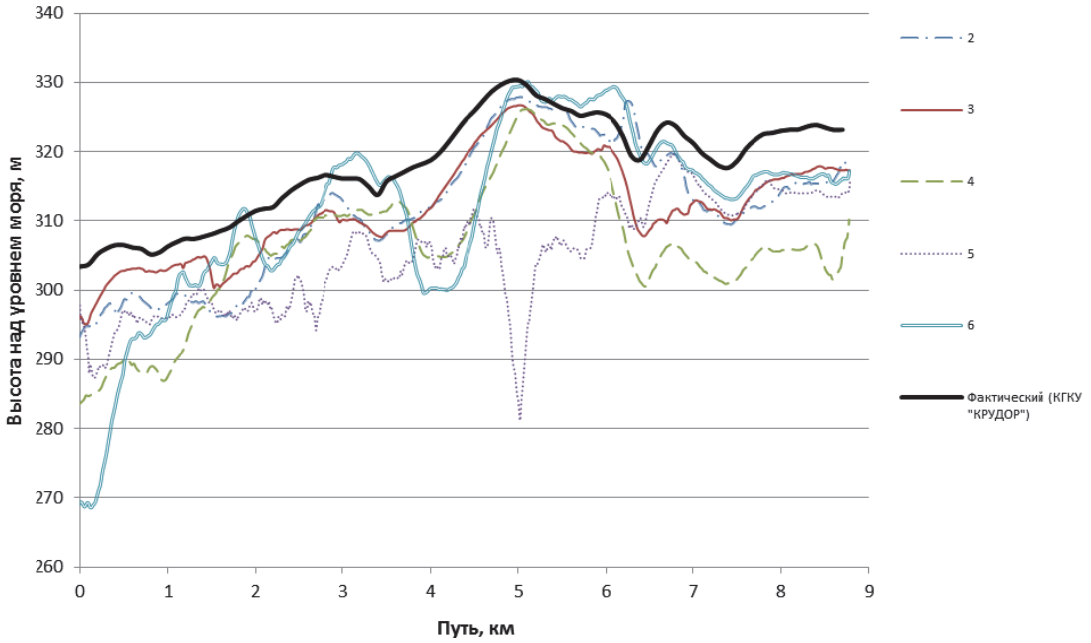


Рис. 4. Продольные профили дороги, полученные по высотам с использованием GPS-навигации, в сравнении с фактическим продольным профилем

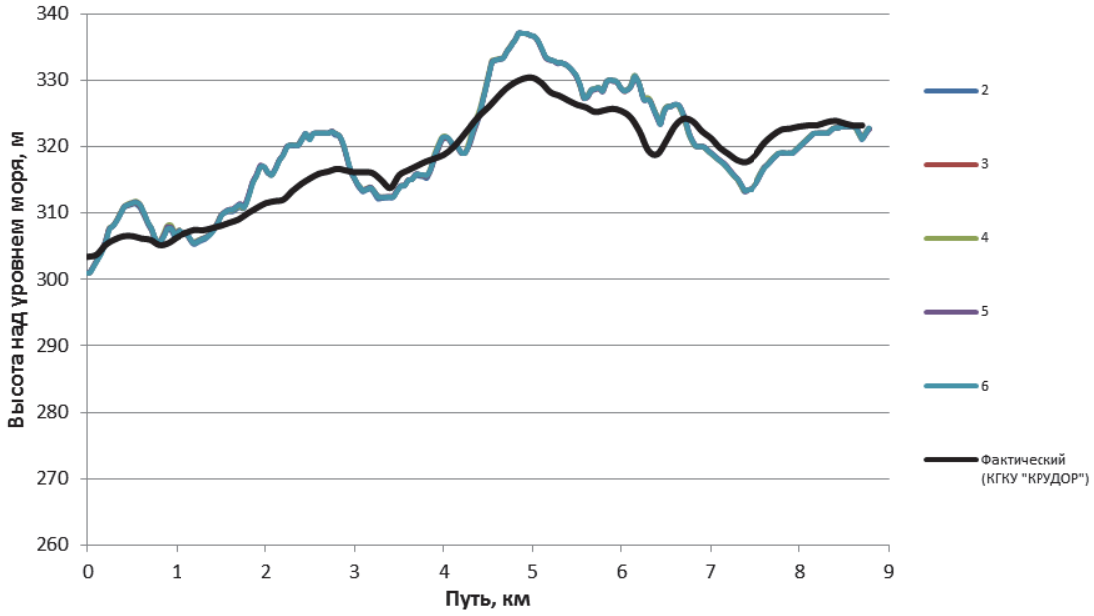


Рис. 5. Продольные профили дороги, полученные по высотам с использованием службы Google Maps API, в сравнении с фактическим продольным профилем

Затем для координат каждого из заездов были получены данные по высотам от службы Google Maps API с использованием разработанного программного обеспечения Web Leech и построены продольные профили дороги (рис. 5).

Как видно из рис. 5, при таком методе получения продольного профиля на всех заездах получены примерно одинаковые отклонения высоты

в пределах 0,07 м. Однако есть отклонения в пределах от 0,03 до 7,78 м от фактического (эталонного) профиля дороги, при этом среднеквадратическое отклонение составляет 3,22 м для каждого из заездов.

Отсюда можно сделать выводы, что имеются значительные отклонения по высоте, что может приводить к значительным погрешностям при определении расчетного расхода топлива, в связи с чем необходимо провести дополнительное исследование и оценить влияние вариаций получаемых представленными методами продольных профилей дороги на расчетный расход топлива.

Для дальнейшего исследования полученные профили дороги были загружены в программное обеспечение МВК. Так как расход топлива при движении в прямом направлении и в обратном направлении будут отличаться, исследование проводили на маршруте длиной 17,4 км, полученном путем соединения прямого направления с обратным.

По полученным маршрутам в ПО МВК на скоростях от 30 до 70 км/ч проведено моделирование дорожных испытаний транспортного средства КамАЗ-53215 с минимальной и максимальной загрузками. Полученные результаты расчетных расходов топлива были сравнены с данными расхода при моделировании движения по эталонному (реальному) профилю дороги. Погрешности расчетного расхода топлива, полученные при использовании профилей дороги, построенных по GPS и Google Maps API при движении на различных скоростях и с различной загрузкой, в сравнении с реальным маршрутом представлены на рис. 6–7.

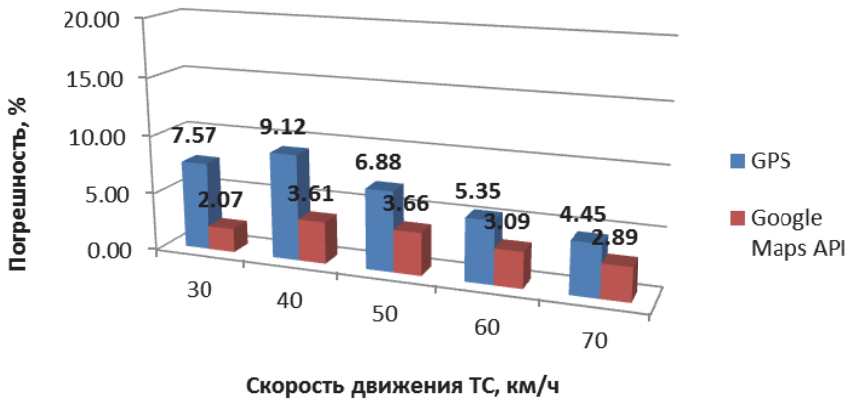


Рис. 6. Максимальные погрешности расчетного расхода топлива в зависимости от скорости при движении порожнего АТС

Из графиков следует, что минимальные погрешности получены при использовании средства Google Maps API и составляют 2,07–3,66 % при движении порожнего АТС и 7,35–13,04 % при движении АТС с полной загрузкой, а при использовании данных высот по GPS–4,45–9,12 % и 7,35–26,68 % соответственно.

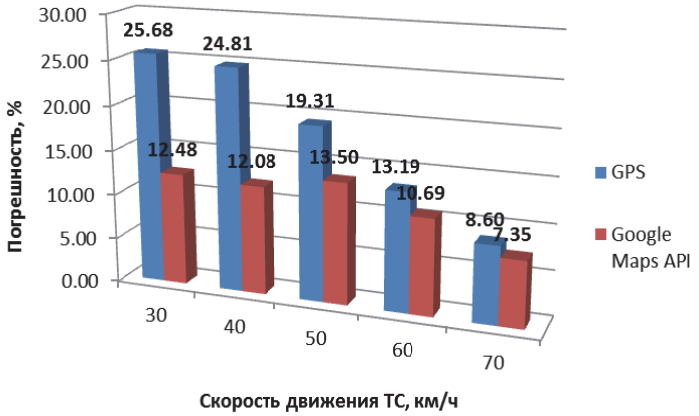


Рис. 7. Максимальные погрешности расчетного расхода топлива в зависимости от скорости при движении АТС с полной загрузкой

Следует отметить, что при моделировании движения по дороге, построенной по результатам третьего заезда, с использованием данных GPS полученные погрешности составили всего 0,71–1,14 % при движении порожнего АТС и 1,62–4,40 % при движении АТС с полной загрузкой, что обусловливает интерес проведения дополнительных исследований с учетом анализа параметра VDOP [8].

Список литературы

1. Блянкинштейн И.М., Воеводин Е.С., Худяков Д.А. Система оперативного управления расходом топлива на предприятиях автомобильного транспорта // Транспорт на альтернативном топливе. 2012. № 3. С. 27–29.

2. Р 03112134-0367–97. Методика определения базовых норм расхода топлива на автомобильном транспорте. М., 1996.

3. Московкин В.В. Эксперимент или расчет? URL: http://www.auto.mmt.ru/html/mvk/rd1.htm.

4. Московкин В.В. Системы методов для исследования и расчета топливной экономичности и скоростных свойств автомобиля: дисс. … д-ра техн. наук. М., 1999.

5. Худяков Д.А. Алгоритм промежуточной обработки данных для системы оперативного управления расходом топлива автотранспортных средств // Молодежь и наука. Красноярск, 2014.

6. Массель Л.В., Иванов Р.А., Чемезов А.А. Web-приложение для 3D-визуализации в исследованиях и обосновании решений в энергетике // Образовательные ресурсы и технологии. 2014. № 5. С. 101–107.

7. ElevationServiceGoogleDevelopers.URL: https://developers.google.com/maps/documentation/javascript/elevation.

8. Langley R.B. Dilution of Precision. GPSWorld, 1999. 10(5). P. 52–59.

9. ПТС-444/07-АД. Продольный профиль. Автомобильная дорога Канск – Абан – Богучаны на участке д. Борки – с. Залипье 73 км. Красноярск, 2008.

УДК 656.027.4
А.С. Пехутов, Д.Н. Алдошин
Бурятская государственная сельскохозяйственная
академия им. В.Р. Филиппова

Моделирование транспортных систем в сельском хозяйстве

В составе технологического комплекса при производстве продукции сельского хозяйства транспорт имеет свой производственный процесс, именуемый транспортным. Он складывается в определенную технологическую систему перевозок. На рис. 1 показана графическая модель этой системы. В ней участвуют технические системы: сборочные (СМ), распределительные (РМ) и транспортные машины (ТМ). Они имеют свои технологические параметры: соответственно $K(k_1, k_2, \ldots k_n)$, $C(c_1, c_2, \ldots c_n)$, $A(a_1, a_2, \ldots a_n)$. Соответствие этих машин друг другу характеризуется показателем S. На технические системы воздействует окружающая среда $M(t)$ – метеорологические, $D(t)$ – дорожные. Перечень грузов $X(x_1, x_2, \ldots x_n)$ с их технологическими свойствами $\Phi(\phi_1, \phi_2, \ldots \phi_n)$ представлены в качестве операнда, причем в процессе транспортировки их свойства не меняются, меняется только их пространственное расположение.

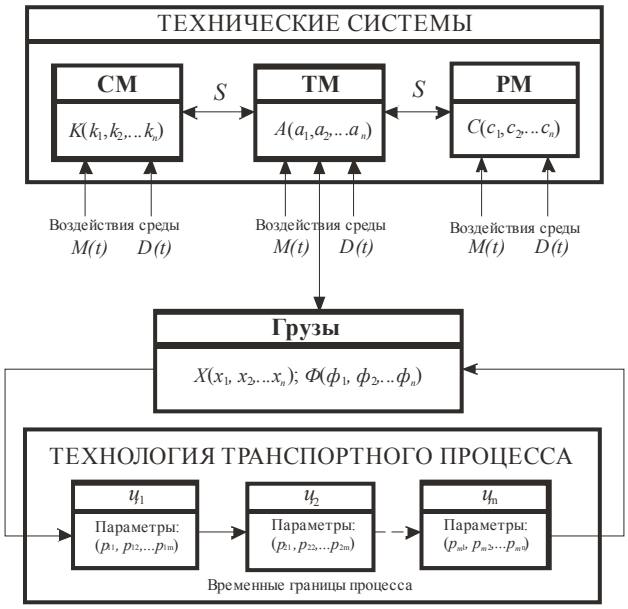


Рис. 1. Технологическая система перевозок грузов

Технология транспортного процесса состоит из множества перевозочных циклов Ц($ц_1$, $ц_2$, … $ц_n$), каждый из которых является функцией его параметров.

© Пехутов А.С., Алдошин Д.Н., 2016

Вся технологическая система перевозок грузов опишется математической моделью:

$$\begin{cases} У_M = f\left[K(k_1,\ k_2,\ ...,\ k_n),\ A(a_1,\ a_2,\ ...,\ a_n),\ C(c_1,\ c_2,\ ...\ c_n)\right]; \\ S = f(K,\ A,\ C); \\ П_K = f\left[M(t),\ D(t)\right],\ П_A = f\left[M(t),\ D(t)\right],\ П_C = f\left[M(t),\ D(t)\right]; \\ П_A = f\left[X(x_1,\ x_2,\ ...,\ x_n),\ Ф(ф_1,\ ф_2,\ ...,\ ф_n)\right]; \\ У_{ТП} = \sum Ц_i(p_j). \end{cases} \quad (1)$$

Эта модель учитывает технологические параметры технических систем – первое уравнение системы, совместимость транспортных машин (ТМ) с сельскохозяйственными машинами (СМ, РМ) – второе, адаптацию технических систем к условиям среды и технологическим свойствам грузов – третье и четвертое, параметры транспортно-технологических циклов – пятое уравнение. Таким образом, в модели учтены все наиболее значимые факторы технологических условий.

Для совершения транспортного процесса в составе технологического комплекса, помимо перемещения операнда (грузов), необходимо не только погрузить его в требуемом месте технологической цепочки, но и выгрузить в точке назначения.

Таким образом, элементарный технологический цикл транспортного процесса складывается из подачи транспортного средства под погрузку, погрузки, перемещения груза (перевозки) и выгрузки операнда.

Под *технологией процесса перевозки грузов* понимается способ реализации перевозочного процесса путем расчленения его на систему последовательных взаимосвязанных операций и этапов. Операции, из которых складывается процесс перевозки, неоднородны и отличаются своей продолжительностью. Некоторые операции, объединяясь, создают определенные этапы этого процесса, каждый из которых выполняет свои задачи.

Графическая объемная модель элементарного транспортного цикла грузовой работы A_Q (объема перевозок) в координатах q, V и t показана на рис. 2 *а*.

Номинальная величина грузовой работы, которая может быть выполнена за сутки:

$$A_{Q_н} = q_н \cdot V_т^{пр} \cdot T_г = N_{Q_н} \cdot T_э, \text{ т.} \quad (2)$$

где $T_э$ – эксплуатационное время за сутки в ч.

Фактическая величина грузовой работы:

$$A_{Q_ф} = q_ф \cdot V_ц^{пр} \cdot T_ц = N_{Q_ф} \cdot T_ц, \text{ т,} \quad (3)$$

где $T_ц$ – суммарное время циклов за сутки в ч.

Графическая объемная модель элементарного транспортного цикла транспортной работы $A_р$ (грузооборота) в координатах q, V и t показана на рис. 2*б*.

Номинальная величина транспортной работы за сутки:

$$A_{рн} = q_н \cdot V_т \cdot T_э, \text{ ткм} \quad (4)$$

Фактическая величина транспортной работы за то же время:

$$A_{Рф} = q_ф \cdot V_ц \cdot T_ц, \quad (5)$$

где $V_ц$ – цикловая скорость движения машины, км/ч; $T_ц$ – суммарное цикловое время за сутки, ч.

Термины грузовой, транспортной работы с их выражениями (2, 4) согласуются с трактовкой работы в физике, а также упоминаются в работах авторов в области теории автомобильных перевозок [1, 2].

Возможная (номинальная) грузовая работа за сутки $A_{Q_н}$ заключена в объеме параллелепипеда, определяемого произведением величин $q_н$, $V_т^{пр}$, $T_э$, то есть $A_{Q_н} = q_н \cdot V_т^{пр} \cdot T_э$ (см. формулу 2). За время работы транспортного средства в течение смены $T_{см}$ грузовая работа определится из выражения: $A_Q = q_н \cdot V_т^{пр} \cdot T_{см}$, за время цикла $A_Q = q_н \cdot V_т^{пр} \cdot T_ц$.

Фактическая грузовая работа $A_{Q_ф}$ меньше возможной из-за потерь недоиспользования номинальной грузоподъемности $q_н$ и цикловых потерь грузовой скорости $V_ц^{пр}$, а также потерь суточного фонда времени. На рис. 2, *а* фактическая грузовая работа в течение суммарного циклового времени показана в виде затемненного параллелепипеда. Остальной объем (прозрачный) выражает потери грузовой работы транспортной машины в тоннах.

На рис. 2, *б* показано графическое изображение объемов транспортной работы, соответствующих значениям коэффициентов использования. Возможная (номинальная) транспортная работа за сутки $A_{Р_н}$ заключена в объеме параллелепипеда, определяемого произведением величин $q_н$, $V_т$, $T_э$, то есть $A_{Р_н} = q_н \cdot V_т \cdot T_э$ (согласно выражению 4). За время работы транспортного средства в течение всей смены $T_{см}$ транспортная работа определится из выражения: $A_{Р_н} = q_н \cdot V_т \cdot T_{см}$, за время цикла $A_{Р_н} = q_н \cdot V_т \cdot T_ц$.

Фактическая транспортная работа $A_{Рф}$ меньше возможной из-за потерь недоиспользования номинальной грузоподъемности$q_н$, потерь времени цикла и годового фонда времени. На рис. 2, *б* она показана в виде затемненного параллелепипеда.

Реальные технологии перевозочных процессов при производстве сельскохозяйственной продукции состоят из множества операций и этапов. Например, этап погрузки является суммой операций: установка под по-

грузку, открытие бортов, погрузка, погрузка на ходу, переезд от комбайна к комбайну, укладывание, утаптывание (уплотнение), увязывание, крепление операнда (груза) и т. д., причем их наличие и последовательность зависят от той или иной принятой технологии перевозок. Такая же картина наблюдается и по многим другим этапам. Из этого следует, что время цикла состоит из суммарных затрат времени на погрузочные операции, суммарных затрат времени на движение и суммарных затрат времени на разгрузочные операции:

$$T_{\text{ц}} = \sum T_{\text{по}} + \sum T_{\text{од}} + \sum T_{\text{ро}}\text{, ч} \qquad (6)$$

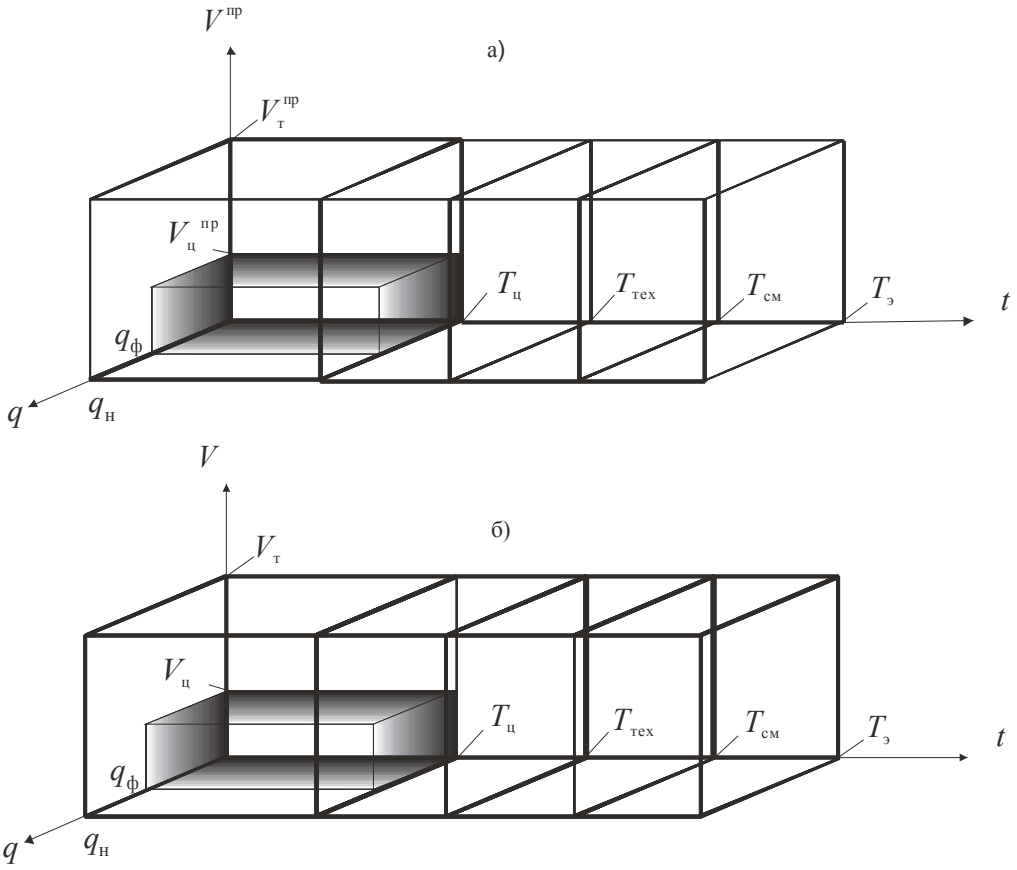


Рис. 2. Графическое изображение объемов работы:
а – грузовой; *б* – транспортной

Технологическое время:

$$T_{\text{тех}} = T_{\text{ц}} + \sum T_{\text{т.от}}\text{, ч,} \qquad (7)$$

где $\sum T_{\text{т.от}}$ – суммарное время операций устранения технологических отказов (дозагрузка, очистка вручную самосвальных кузовов, бортовых при разгрузке с помощью автоопрокидывателей, буксование и т. д.).

Сменное время:

$$T_{\text{см}} = T_{\text{тех}} + \sum T_{\text{дсм}}\text{, ч,} \tag{8}$$

где $\sum T_{\text{дсм}}$ – суммарное время на дополнительные внутрисменные операции (получение наряда, затраты времени на отдых и личные надобности, ежесменное техническое обслуживание и т. д.).

Эксплуатационное время:

$$T_{\text{э}} = T_{\text{см}} + \sum T_{\text{тор}}\text{, ч,} \tag{9}$$

где $\sum T_{\text{тор}}$ – суммарное время на устранение технических отказов, сезонное обслуживание, переоборудование в связи с переходом на другую технологию и т. д.

На рис. 2 показаны величины грузовой и транспортной работ за один цикл. В реальных перевозочных процессах за суточное время выполняется несколько транспортных циклов, каждый из которых имеет свои параметры. На рис. 3 показаны грузовая работа в разрезе суточного времени при выполнении шести транспортных циклов: c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, c_6. Они имеют определенные параметры по фактической загрузке кузова $q_{\text{ф}}$: q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6; по скорости погрузочно-разгрузочных работ $V^{\text{пр}}$: V_1, V_2, V_3, V_4, V_5, V_6; по продолжительности времени цикла $t_{\text{ц}}$: t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, t_6.

Грузовая работа в разрезе суточного времени определяется по выражению:

$$A_Q^{\text{с}} = \sum_1^n q_{\text{ф}_i} V_i^{\text{пр}} t_{\text{ц}_i}\text{, т} \tag{10}$$

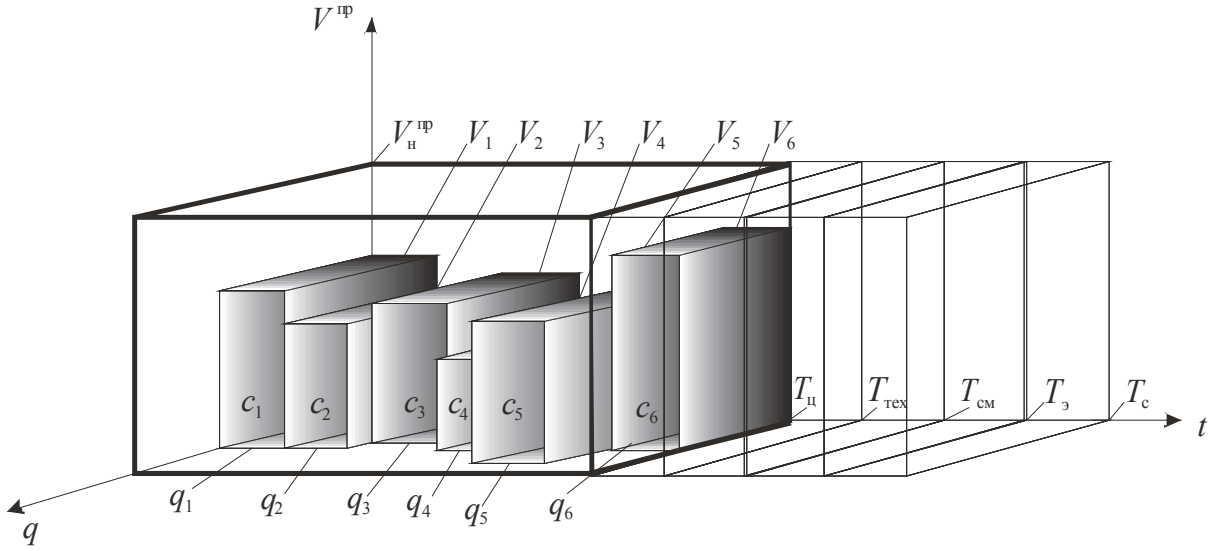


Рис. 3. Графическое изображение объемов грузовой работы при выполнении шести транспортных циклов за суточное время

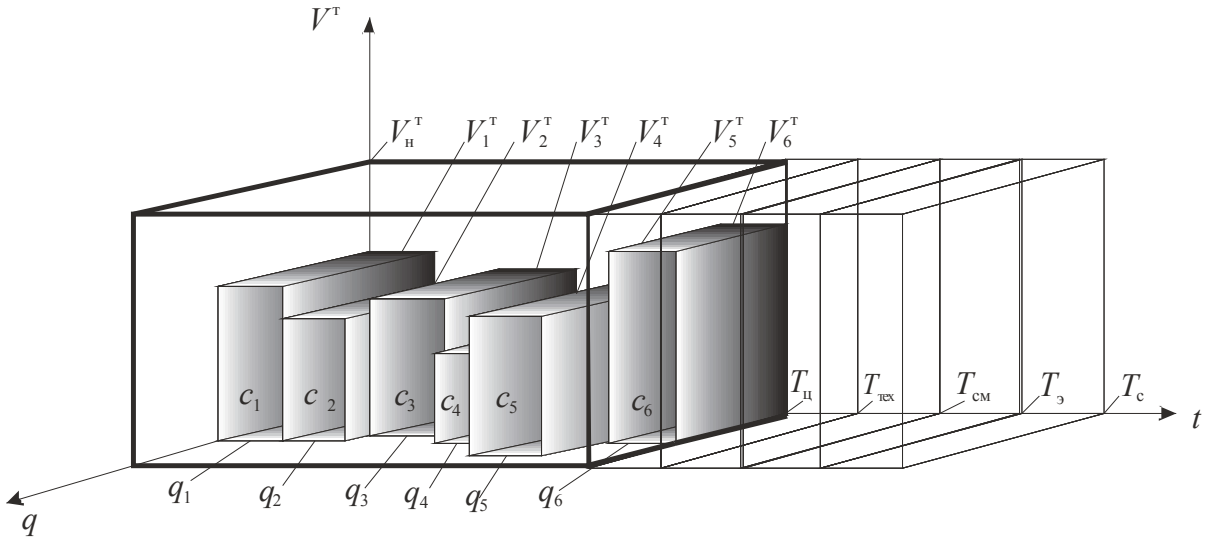


Рис. 4. Графическое изображение объемов транспортной работы при выполнении шести транспортных циклов за суточное время Транспортная работа в разрезе суточного времени (рис. 4):

$$A_{\text{р}}^{\text{с}} = \sum_{1}^{n} q_{\text{ф}_i} V_i^{\text{т}} t_{\text{ц}_i}, \text{ ткм}, \tag{11}$$

где i – порядковый номер цикла; n – число циклов.

Для парка автомобилей за сутки грузовая и транспортная работы:

$$A_Q^{\text{с}} = \sum_{1}^{A_э} \sum_{1}^{n} q_{\text{ф}_{ij}} V_{ij}^{\text{пр}} t_{\text{ц}_{ij}}, \text{ т}; \tag{12}$$

$$A_{\text{р}}^{\text{с}} = \sum_{1}^{A_э} \sum_{1}^{n} q_{\text{ф}_{ij}} V_{ij}^{\text{т}} t_{\text{ц}_{ij}}, \text{ ткм}, \tag{13}$$

где j – порядковый номер автомобиля; $A_э$ – число автомобилей, находящихся в эксплуатации.

Формулы для определения грузовой и транспортной работы для парка автомобилей за год будут иметь следующий вид:

$$A_Q^{\text{г}} = \sum_{1}^{Д_э} \sum_{1}^{A_э} \sum_{1}^{n} q_{\text{ф}_{ijk}} V_{ijk}^{\text{пр}} t_{\text{ц}_{ijk}}, \text{ т}; \tag{14}$$

$$A_{\text{р}}^{\text{с}} = \sum_{1}^{Д_э} \sum_{1}^{A_э} \sum_{1}^{n} q_{\text{ф}_{ijk}} V_{ijk}^{\text{т}} t_{\text{ц}_{ijk}}, \text{ ткм}, \tag{15}$$

где k – порядковый номер дня эксплуатации; $Д_э$ – число дней в эксплуатации каждого j-го автомобиля.

Предложенная транспортная система технологического процесса перевозок грузов позволяет представить их в графическом виде, тем самым повысив визуальную информативность. Кроме того, она дает возможность разработать аналитические выражения и на основе объемных графиков – формулы для расчета потерь по конкретным факторам перевозок.

Список литературы

1. Квитко Х.Д. Эффективность использования грузовых автомобилей. М., 1979.

2. Степанов А.Е. Показатели эффективности использования автомобиля // Повышение эффективности и качества автотранспортного обслуживания. М., 1989. С. 38–42.

УДК 004/656

Л.О. Терентьева, К.А. Пищальникова

Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева

Интеллектуальные транспортные системы на основе технологии DSRC

Интеллектуальные системы предоставляют нам информацию о машинах и их расположении на дороге, информацию о дорожных условиях, позволяют оптимизировать и обезопасить движение в дорожной сети, а также ускорить реакцию на дорожные инциденты и аварии. Интеллектуальная дорожная сеть адаптируется к фактическим изменениям обстановки в реальном режиме времени. Сообщения об интенсивности трафика, инцидентах и авариях становятся доступными для всей сети. На первом этапе ИТС в большей степени будут обеспечивать индивидуальное взаимодействие с машинами, чем управлять усредненным групповым поведением.

ИТС позволят сократить расходы топлива и уменьшить загрязнение окружающей среды за счет уменьшения времени простоя в пробках и поиска места для парковки. Разработки в области ИТС интенсивно ведутся в Европе, США и Японии на основе крупномасштабных национальных программ.

Наиболее известная интеллектуальная автомобильная технология – это спутниковая навигация GPS и его российский аналог ГЛОНАСС.

Новый беспроводной стандарт Dedicated Short Range Communication (DSRC) – это высокоскоростное соединение, которое позволяет решать проблему оперативной передачи данных между автомобилями и объектами транспортной инфраструктуры на расстоянии до километра с одновремен-

© Терентьева Л.О., Пищальникова К.А., 2016

ной минимизацией расходов на центры обработки данных, без создания дорогостоящей инфраструктуры и задействования глобальных каналов коммуникаций.

Система DSRC напоминает Wi-Fi, но более безопасна и работает с движущимися объектами, перемещающимися даже на высоких скоростях. До сих пор технология в основном используется в системах электронного платежа, но она может иметь и другое функциональное использование.

DSRC может быть задействована, например, для предупреждения соседних автомобилей о резком торможении или о срабатывании подушки безопасности, таким образом оповещаются машины вне зоны видимости, что позволяет избежать аварий или уменьшить их число. Это достигается тем, что технология имеет быстрый «захват» сети и высокую скорость передачи – передает параметры движения до того, как они устаревают.

Система может использоваться для создания специальных сетей в зимнее время года для передачи информации между автомобилями, для того чтобы сообщить о наледи на дороге (данные от системы блокировки проскальзывания) либо организовать колонны автомобилей – группы, движущиеся вместе на небольшом расстоянии под автоматическим управлением.

Совместное использование GPS и DSRC, расположенных в таких местах, как светофоры, позволит передавать на приборную панель информацию по положению автомобиля с точностью до одного метра.

Еще один вариант использования – применить DSRC для нужд ликвидаторов аварий. Применение технологии предусматривает использование DSRC в режиме реального времени в системе оповещения, позволяющее ускорять реагирование на чрезвычайные ситуации и оказывать немедленную помощь в реорганизации дорожного движения в месте происшествия. Проезжающий транспорт автоматически, группами по шесть автомобилей, информирует аварийно-спасательные службы и центры управления движением, позволяя диспетчерам владеть информацией о масштабах аварии еще до первых вызовов в аварийную службу.

Технология V2V основана на эффекте сети – она бесполезна для одиночного пользователя, – но сеть может разрастись на удивление быстро.

Проведенные искусственные симуляции и дорожные тесты в Питтсбурге, выполненные в связи с исследованиями GeneralMotors, выявили преимущества V2V даже при всего 3–5 % оборудованных автомобилей, обменивающихся всеми 4 видами данных: место, скорость, направление и время. Такие дополнительные сведения, получаемые этими водителями, положительно влияют на весь транспортный поток.

Распространение технологии V2I за пределы управления шлагбаумами, похоже, сильнее всего проявится в Японии, где исследователи тес-

тируют использующие видеокамеры, светофоры и инфракрасные сигналы для взаимодействия с приближающимися автомобилями. Такая система может подсказать, какую полосу занять на подъезде к перекрестку, чтобы не мешать движению других автомобилей, или пропустить машину скорой помощи, что значительно повышает безопасность. Японское правительство планирует широко распространить данную технологию в сотрудничестве с производителями автомобилей, которые обеспечат новые модели поддержкой соответствующих технологий.

Такого сотрудничества недостает везде, где изготовители авто по понятным причинам неохотно идут на добавление новых функций, так как власти еще не создали необходимые объекты инфраструктуры, а именно модернизация всех светофоров и перекрестков обойдется в кругленькую сумму.

Но внедрение технологии DSRC имеет ряд проблем. Одна из проблем – неисправный сигнал может вызвать транспортные коллапсы или затруднения движения. Другая проблема – приватность. Автомобиль является частной собственностью, закрытой для внешних проникновений зоной свободы, поэтому использование GPS и датчиков для слежения автомобиля уже не пользуется популярностью и вызывает споры автовладельцев.

В случае ощутимых преимуществ водители готовы положиться на интеллектуальные сети своих авто и даже ради этого пожертвовать приватностью.

Примером применения технологии DSRC в России является внутригородская платная автомагистраль в Санкт-Петербурге – Западный скоростной диаметр. В качестве автомобильного DSRC-блока применяются транспондеры производства норвежской компании Norbit. Norbit также производит и встраиваемые OEM-модули DSRC (VTM721).VTM721 легко интегрируются в любой навигационно-связной терминал как дополнительный блок для реализации функции электронной оплаты за проезд по федеральным трассам.

Вывод: применение технологии DSRC на транспорте обеспечит высокую эффективность и безопасность дорожного движения.

Список литературы

1. Горев А.Э. Информационные технологии на транспорте. Электронная идентификация автотранспортных средств и транспортного оборудования. СПб., 2010.

2. Кочерга В.Г., Зырянов В.В., Коноплянко В.И. Интеллектуальные транспортные системы в дорожном движении. Ростов-на-Дону, 2001.

3. Хараев В.Ю., ЯрославцевА.Ф. Сравнительный анализ мобильных телекоммуникационных технологий для управления транспортными средствами. URL: http://vestnik.sibsutis.ru/uploads/1273046430_2782.pdf.

УДК 656.11
А.В. Косолапов, С.А. Асанов
Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева

Выбор индикаторов состояния дорожного движения для прогнозирования транспортных заторов

Реализация концепции устойчивого развития регионов, сформулированной Транспортной стратегией Российской Федерации на период до 2030 г. [1], определяется, прежде всего, эффективностью работы транспортных систем, в которых центральное место занимают городские дорожно-транспортные комплексы. Как следствие, проявление системных негативных последствий при функционировании этих комплексов следует рассматривать как частные стороны падения эффективности и качества жизни в городе [2].

В связи с этим чрезвычайно актуальную в настоящее время проблему транспортных заторов на городской улично-дорожной сети (УДС) нельзя рассматривать как изолированную задачу, решение которой лежит только в плоскости организационных мероприятий по точечной оптимизации дорожного движения на отдельных участках УДС. В рамках системного подхода совершенно очевидно, что в данном случае требуется решение многокритериальной задачи с учетом экономического, экологического и социального аспектов обеспечения эффективности функционирования городских дорожно-транспортных комплексов.

Исходя из вышеизложенного, особое значение приобретает объективность количественной оценки уровня эффективности функционирования УДС в целом и каждого ее частного аспекта (в том числе и образование транспортных заторов).

В настоящее время известна достаточно широкая номенклатура критериев для обозначенной оценки. Однако большинство из них являются единичными, то есть способными оценить только один аспект эффективности. Исключение составляют энергетические критерии оценки транспортных потоков (шум ускорения, градиент скорости, шум энергии, градиент энергии), способные дать более комплексную оценку.

Однако реализация идей и подходов устойчивого развития городской УДС возможна только при наличии инструмента объективной интегральной оценки всех сторон эффективности, выступающих в тесной взаимосвязи друг с другом. Только в таком случае проблема транспортных заторов будет взаимосвязана с экономическим, экологическим и социальным аспектами, что позволит в перспективе системно подойти

© Косолапов А.В., Асанов С.А., 2016

к решению проблемы повышения эффективности функционирования всего города.

В связи с этим представляют интерес научные исследования, проводимые кафедрой автомобильных перевозок Кузбасского государственного технического университета по разработке интегрального критерия оценки системных негативных последствий функционирования УДС. На основе теории транспортных потоков предложены критерии, позволяющие оценивать вероятность возникновения негативной ситуации при осуществлении дорожного движения в городе.

В настоящее время в теории транспортных потоков до сих пор нет четкого определения термина «затор», нет точной оценки продолжительности времени, применяемой для разграничения ситуаций «движение», «скопление» и «затор». При этом до сих пор не решены следующие вопросы [3]:

- что является затором, как его измерять и что он ухудшает?
- что инженеры дорожного движения должны знать о причинах затора?
- что является ущербом и последствиями заторов и как можно их правильно измерять?
- что уже сейчас можно сделать для лучшей идентификации заторов?
- как повысить эффективность идентификации заторов?
- существуют ли общественные меры, поддерживающие соответствующие ответные реакции на затор или препятствующие им?

В научной литературе можно встретить различные варианты определения термина «затор», выдвигаемые разными исследователями. Обобщенно их можно сформулировать так: затор – эта такая ситуация, в которой спрос на дорожное пространство превышает предложение, либо затор – это такое сопротивление, которое транспортные средства налагают друг на друга, в связи с определенными существующими зависимостями скорости от интенсивности, в условиях, когда использование транспортной системы достигает уровня пропускной способности. Поэтому сложность самого феномена затора позволяет утверждать, что он, по существу, является социальным явлением, которое связано с различием между эффективностью работы транспортной системы, ожидаемой пользователями, и тем, как эта система работает фактически.

Опираясь на эти положения, оценкой затора, по нашему мнению, могут выступать косвенные показатели, которые мы определяем как систему индикаторов динамической идентификации возникновения и эскалации транспортных заторов. Для выработки этих показателей необходимо правильно оценивать те возможные исходные данные, измеряя которые можно прямо или косвенно производить анализ ситуации с загрузкой городских улиц транспортными средствами. Среди всех характеристик транспортных потоков наиболее объективной по смыслу является плотность дорожного

движения. Но именно эта характеристика является наиболее трудно получаемой и учитываемой. Гораздо более доступными являются интенсивность и скорость дорожного движения.

С начала 2000-х гг. во многих городах Российской Федерации происходило развертывание автоматизированных спутниковых радионавигационных диспетчерских систем управления общественным транспортом. Такие системы предоставили возможность использовать актуальные навигационные данные, получаемые с каждой подвижной единицы городского транспорта, для оценки уровней скоростей движения на отдельных, охваченных общественным транспортом, магистралях и улицах городов. Так, например, в г. Кемерово такая система начала эксплуатироваться с декабря 2003 г.

Содержание навигационных отметок, получаемых от подвижных единиц, сразу подтолкнуло специалистов, эксплуатирующих такие системы, к иному взгляду на перечень исходной информации о дорожном движении. Одним из пионеров в этой области стало научно-производственное предприятие «Транснавигация», проводившее монтаж необходимого оборудования в г. Кемерово. Справедливости ради нужно оговорить, что не сразу в перечне навигационных данных стала формироваться отметка о текущей скорости. Но по мере перехода от формата GPS к формату ГЛОНАСС появилась возможность не только отслеживать местоположение городских автобусов на видеограмме города, контролировать соблюдение ими расписания движения, но и использовать их актуальные скорости для целей гораздо более высоких уровней.

Благодаря такой базе данных появились уникальные возможности для различных аналитических исследований и прогнозирования. Так, за последние годы на кафедре транспортной телематики МАДИ были выполнены и защищены некоторые диссертации, посвященные оценке основных параметров транспортных потоков на УДС города на основе обработки навигационных данных городского пассажирского транспорта [4], анализу возможностей информационного обеспечения телематических систем в городах и регионах на основе диспетчерского управления пассажирским транспортом [5].

Таким образом, открывшаяся возможность использования текущих скоростей отдельных транспортных средств, в массовом порядке перемещающихся в течение всего периода использования УДС города по одним и тем же улицам, позволяет использовать объективные индикаторы состояния дорожного движения. Подход, основанный на оценке скоростей отдельных транспортных средств, зародился еще на заре развития теории транспортных потоков. Он был предложен Wardrop и Charlesworth [6] для измерений в транспортных сетях городов и предназначался для получения одновременно и значений скорости, и измерения интенсивности. Нужно

отметить, что для надежной оценки скоростей и интенсивностей таким методом требуется выполнить большое количество наблюдений, а без этого метод имеет очень ограниченную точность.

Как раз массовое развертывание в российских городах вышеупомянутых спутниковых систем диспетчеризации общественного транспорта позволяет исключить статистические погрешности такого метода и, наоборот, создавать обширные исторические архивы параметров движения автобусов по одним и тем же улицам в разные сезоны года, дни недели и часы суток. Именно на базе таких исходных данных возможна не только текущая оценка, но и выполнение прогнозных расчетов развития ситуации с транспортными заторами.

В теории транспортных потоков используют несколько разновидностей скоростей. Особенностью настройки навигационных отметок, получаемых от автобусов, является дискретность посылок, составляющая каждые 30 секунд. Располагая данными о такой дискретности текущих скоростей, можно предложить вести учет средней скорости, рассчитываемой по уравнению (1). Такая величина называется средней скоростью сообщения (при ее вычислении учитывают также все остановки транспортных средств), которая также известна как средняя пространственная скорость. Такое пространственное измерение основано на среднеарифметическом значении мгновенных скоростей множества транспортных средств

$$\overline{v}_s = \frac{\sum_{i=1}^{N} X_i}{\sum_{i=1}^{N} T_i} \qquad (1)$$

где X_i и T_i – расстояние и время, проходимое и затрачиваемое i-м транспортным средством; N – число транспортных средств, учтенных за время измерений.

Располагая такими массивами данных, формируемых большим количеством подвижных единиц общественного транспорта, можно предложить проведение оценки состояния дорожного движения на основе индикаторов, которые привязаны к скорости транспортного потока и времени нахождения каждого отдельного транспортного средства и всей их совокупности на отдельных участках УДС. Основным преимуществом, на котором основывается такая оценка, является уже созданная инфраструктура диспетчерской системы, наличие программного обеспечения, охват системой на федеральном уровне (более 180 городов в России), охват на уровне отдельных городов (например, 700 подвижных единиц в г. Кемерово), непрерывный, как уже говорилось, режим работы подвижных единиц. Такой

подход может рассматриваться как новое поколение методики сбора данных [7], получивших в теории транспортных потоков название метод «плавающего» автомобиля.

К возможным индикаторам оценки состояния дорожного движения, и прежде всего, индикаторов выявления заторовых ситуаций, мы относим следующие варианты (см. табл. 1). Все они основаны на том факте, что водители общественного транспорта не просто движутся в одном транспортном потоке с остальными моторизованными участниками движения, но и обязаны соблюдать некоторые ограничения своего движения, вызванные необходимостью соблюдения расписания движения. Причем эти ограничения могут носить как характер ускорения движения по отдельному перегону улицы, так и замедления. Если же водитель не может выполнять эти директивные действия, то это означает, что условия загрузки полос движения по улицам его маршрута превышают определенные значения, анализ которых должен привести к интегральной оценке вероятности возникновения транспортного затора.

Таблица 1

Варианты индикаторов оценки состояния дорожного движения

Индикатор	Описание
1. Индикаторы, основанные на измерениях скорости	
Средняя скорость потока	Средняя скорость поездок транспортных средств в УДС
Скорость потока в час пик	Средние скорости поездок транспортных средств в часы пик
2. Индикаторы, основанные на измерениях времени или задержки	
Ежегодные часы задержек	Часы увеличения времени поездок, вызванные транспортными заторами
Средняя продолжительность регулярной поездки	Среднее время, затрачиваемое на маршруте, при совершении регулярной поездки
Расчетное время поездки	Расчетное время поездки по перегону улицы
Продолжительность транспортных заторов	Оценка продолжительности состояния транспортных заторов в часы пик
Задержка на один километр дороги	Разница между временем поездки в эталонных условиях и временем поездки при транспортном заторе на одном километре сети
Индекс времени поездки при транспортном заторе	Процент поездок в часы пик, которые происходят в условиях транспортных заторов
Индекс времени поездки	Отношение времени поездки в часы пик ко времени поездки в условиях свободного потока, учитывающее и повторно встречающиеся задержки, и задержки, вызванные какими-либо разовыми событиями (например, сбои в движении из-за ДТП)

Окончание табл. 1

Индикатор	Описание
Коэффициент времени поездки	Отношение времени поездки в часы пик ко времени поездки в условиях свободного потока, учитывающее только повторно встречающиеся задержки (задержки, возникающие из-за транспортных заторов)
3. Индикатор уровня обслуживания/использования пропускной способности	
Уровень обслуживания дороги	Интенсивность задержек из-за транспортных заторов на конкретной улице или на перекрестке изменяется от незагруженного уровня до перегруженного уровня
Индекс насыщенности дороги	Уровень наблюдаемого потока, используемого для оценки пропускной способности улицы

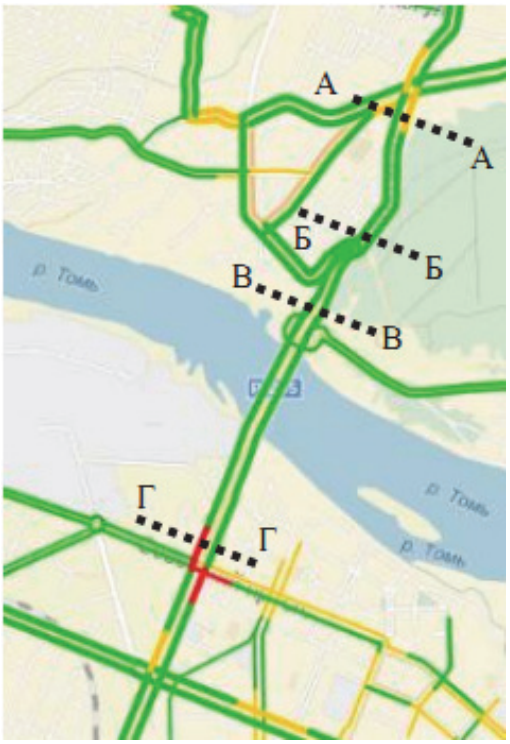


Рис. 1. Вид исследуемого участка УДС г. Кемерово

В качестве примера использования навигационных данных продемонстрируем динамику изменения средней скорости движения, измеренной с помощью подвижных единиц общественного транспорта, при движении с севера на юг на трех принципиально разных перегонах магистральной улицы, соединяющей левый и правый берега реки Томь в г. Кемерово. Перегон, ограниченный сечениями «А-Б», представляет собой участок длиной 874 м, имеет уклон в направлении движения, участок ограничения

скорости движения на уровне 40 км/ч и 2 светофорных объекта (в начале и в конце перегона). Перегон «Б-В» длиной 538 м представляет собой участок с развязкой в разных уровнях, видимой на рис. 1, с таким же уклоном. Перегон «В-Г» длиной 1380 м включает в себя многополосный мост, считающийся одним из самых широких мостов за Уралом, скорость движения на котором часто доходит до предела, за который не налагается штраф, и 1 светофорный объект в конце перегона.

Измерения были проведены в период с 7 декабря (понедельник) по 11 декабря (пятница) 2015 г. Общая протяженность участка составляла 2,8 км. Периодом измерений был выбран утренний час «пик» (с 8:15 до 8:24), что является наиболее загруженным периодом в данном направлении. Усредненные значения скоростей по перегонам в разные дни недели представлены на рис. 2–4.

Анализ этих гистограмм говорит о достаточно высокой корреляции повседневно наблюдаемых условий движения на этой магистрали со значениями пространственных скоростей. Так, на первом перегоне «А-Б» (рис. 2), где на некотором участке действует ограничение скорости, не было случаев превышения лимита скорости, что говорит о законопослушности водителей общественного транспорта и их стремлении не превышать скорость на упомянутом уклоне дороги. Также можно говорить о примерно одинаковой загрузке этого перегона в разные дни недели (кроме вторника).

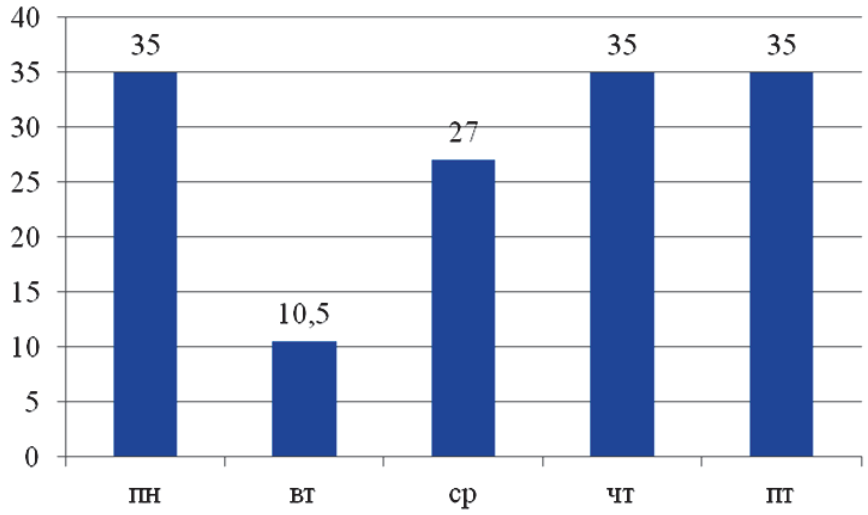


Рис. 2. Динамика изменения скоростей движения на перегоне «А-Б»

Следующий график (рис. 3) на перегоне «Б-В» демонстрирует случай превышения скорости движения над разрешенным в городских условиях значением 60 км/ч, но только в четверг. В остальные дни недели значения скорости были гораздо ниже, это позволяет говорить о более высоком транспортном спросе в начале и в конце недели.

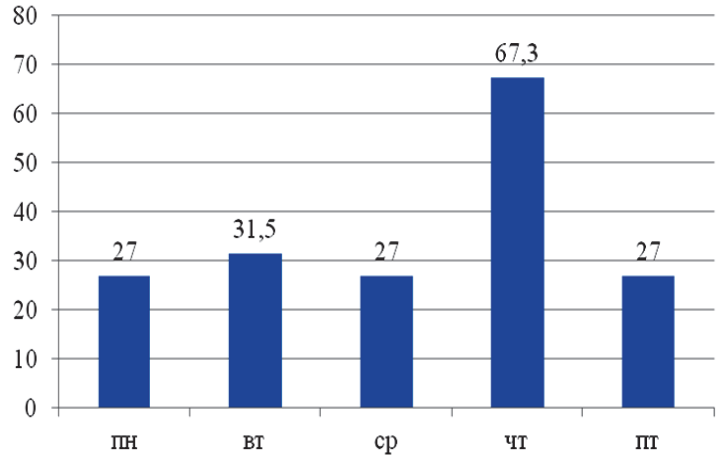


Рис. 3. Динамика изменения скоростей движения на перегоне «Б-В»

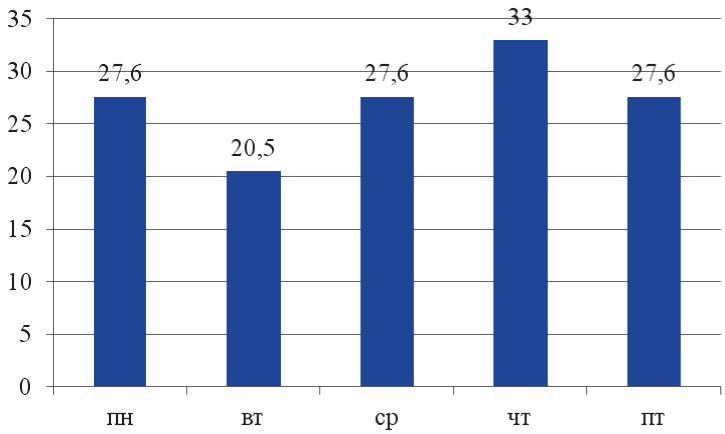


Рис. 4. Динамика изменения скоростей движения на перегоне «В-Г»

Стабильность значений скоростей на рис. 4 с самым наименьшим разбросом величин за всю неделю говорит о влиянии следующего ключевого для левого берега светофорного объекта (в сечении «Г-Г»), даже несмотря на наличие трех полос для движения по мосту в этом направлении и достаточно большой протяженности самого моста (около 800 м).

Можно отметить наибольшие значения скоростей, приходящиеся на четверг, на всех перегонах. Это позволяет говорить о наименее загруженных условиях движения в этот день недели. Равно как наименьшие значения скоростей во вторник позволяют говорить о наиболее загруженных условиях движения в этот день.

В данном случае приведен только первоначальный анализ, в дальнейшем необходимо разрабатывать алгоритмы обработки данных, поступающих в режиме онлайн. Значит, можно будет не только проводить оценку условий движения в прошедшем времени, но и, самое главное, представится

возможность прогнозировать изменения условий движения на улицах города, то есть использовать информационные технологии в качестве основ создания интеллектуальных транспортных систем в городских условиях.

Список литературы

1. Транспортная стратегия Российской Федерации на период до 2030 года. Утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 22.11.2008 г. № 1734-р. URL:http://www.mintrans.ru/documents/detail.php?ELEMENT_ID=13008.

2. Вучик В. Транспорт в городах, удобных для жизни. М., 2011.

3. Managing urban traffic congestion. ECMT, 2007.

4. Богумил В.Н. Оценка основных параметров транспортных потоков на УДС города на основе обработки навигационных данных городского пассажирского транспорта: дисс. ... канд. техн. наук. М., 2011.

5. Ожерельев М.Ю. Повышение качества информационного обеспечения транспортно-телематических систем в городах и регионах (на примере диспетчерского управления пассажирским транспортом): дисс. ... канд. техн. наук. М., 2008.

6. Wardrop J. G. and Charlesworth G.A method of estimating speed and flow of traffic from a moving vehicle.Proceedings of the Institution of Civil Engineers, Part II, Vol. 3.1954. P. 158–171.

7. Косолапов, А.В. Пример динамической модели транспортной сети для оценки интеллектуальных транспортных систем // Транспортные системы Сибири. Красноярск, 2004. С. 111–113.

УДК 004.9

С.А. Зырянова, Е.П. Филимонов, О.А. Филимонова
Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия

Учет технических средств организации дорожного движения с использованием информационных технологий

Как показывает практический опыт, из-за большого объема информации, содержащейся в документах различного вида, разделения функций по изготовлению, монтажу, содержанию и контролю технических средств, а прежде всего дорожных знаков, отсутствует достоверная информация о количестве, типах и местах их установки. Данный факт не позволяет вовремя планировать и осуществлять проверки эксплуатационного состояния дорожных знаков [1], выделять достаточные средства для их своевременной замены и обслуживания, что негативным образом сказывается на безопасности движения.

© Зырянова С.А., Филимонов Е.П., Филимонова О.А., 2016

Для устранения недостатка, связанного с отсутствием достоверной информации по дорожным знакам, разработана специальная база данных средствами MS Access, предназначенная для использования в деятельности контролирующих и эксплуатационных организаций.

Использование баз данных позволяет значительно облегчить процесс контроля, своевременно планировать мероприятия по их замене, снижает его затратную часть и, соответственно, повышает уровень безопасности движения.

Совершенствование системы установки, учета и контроля дорожных знаков реализуется с помощью созданного программного продукта (базы данных), которая содержит в своей структуре четыре основных раздела или модуля: «Редактирование», «Статистика», «Контроль», «Помощь».

Модуль «Помощь» является вспомогательным и при запросе выдает сведения о программе, возможных вариантах использования базы данных, порядке работы с информацией и таблицами, дает ответы на возникающие проблемы и вопросы пользователей, содержит информацию о разработчиках.

Внешняя оболочка разработанной базы данных представляет собой совокупность форм, связанных между собой кнопками перехода.

На главной форме (рис. 1) размещаются кнопки, соответствующие структурным разделам базы данных (редактирование, статистика, контроль, помощь); кнопка «Выход из приложения».

Раздел «Редактирование», внешний вид которого представлен на рис. 2, содержит следующие кнопки: «Найти запись», «Добавить запись», «Сохранить запись», «Выход». Данный раздел позволяет пользователю вносить изменения в сведения об уже установленных знаках, добавлять записи о новых знаках, удалять при необходимости информацию.

Рис. 1. Главная форма программы

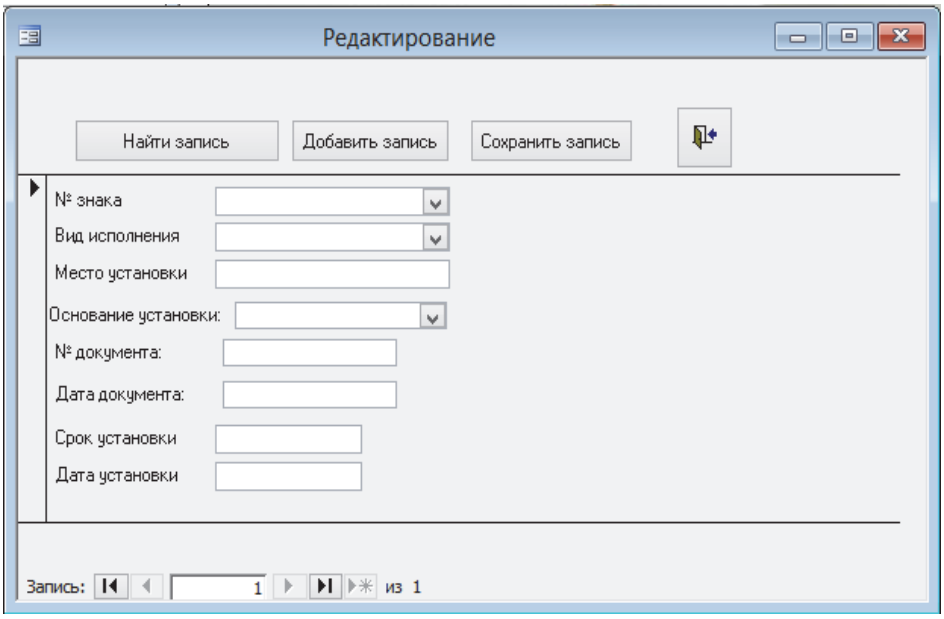


Рис. 2. Внешний вид формы «Редактирование»

Для изменения сведений, содержащихся в базе данных, необходимо найти соответствующую запись. Поиск осуществляется с помощью кнопки «Найти запись». В связи с тем, что на городской улично-дорожной сети (УДС), как правило, имеется значительное количество установленных знаков одного вида, при создании базы данных для более удобного (быстрого) поиска нужной записи предусмотрен обязательный ввод двух параметров – номера знака и названия улицы. По окончании ввода открывается форма с полным перечнем установленных знаков выбранного вида по заданной улице.

Внесение новой информации об устанавливаемых знаках предусмотрено с помощью соответствующей кнопки «Добавить запись». Нажатием кнопки «Сохранить запись» введенная информация сохраняется в базе данных.

Раздел «Статистика» содержит соответствующие запросы для выборки необходимых данных об установленных дорожных знаках на УДС. Внешний вид его представлен на рис.3. Открывающаяся форма содержит следующие кнопки: «Выборка по группе знаков», «Выборка по виду знака», «Выборка знаков по улице», «Выбор знаков по № знака и названию улицы», «Общее количество установленных знаков» и «Выход».

После нажатия соответствующей кнопки и ввода критерия отбора открывается форма с полным перечнем установленных знаков выбранного вида по всей УДС. При этом в разработанной базе данных список знаков будет упорядочен в порядке возрастания номеров знаков в соответствующей группе. Последняя кнопка в разделе «Статистика» предназначена для вывода сведений обо всех знаках, информация о которых внесена в базу данных, при этом ведется подсчет их количества.

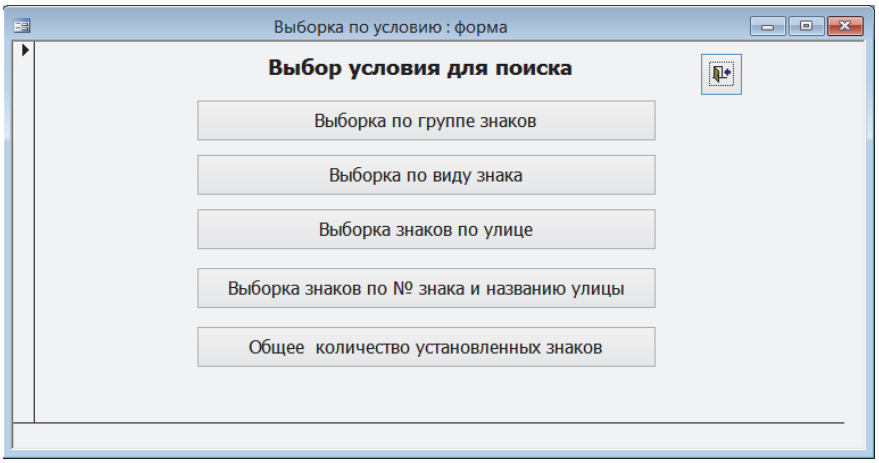


Рис. 3. Внешний вид формы «Статистика»

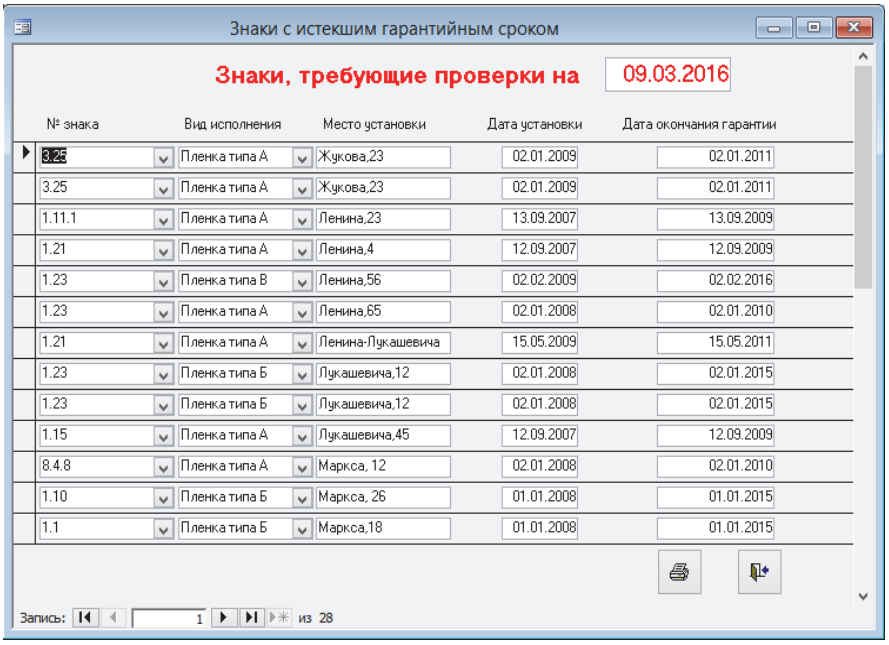


Рис. 4. Внешний вид окна «Контроль»

Раздел «Контроль» содержит форму (рис. 4), в которой содержится информация об истечении гарантийного срока эксплуатации дорожных знаков. Цель данного раздела – информирование контролирующих органов о необходимости проверки эксплуатационного состояния дорожного знака или его замене.

Список знаков формируется на дату запроса (по системной текущей дате). Параметром, принятым при построении списка знаков, является дата окончания гарантийного срока (по мере возрастания). В рассматриваемой форме также имеется кнопка с соответствующим символом для вывода списка знаков на печатающее устройство (принтер).

Преимущества разработанной базы данных заключаются в ее простоте, доступном интерфейсе, возможности работы как опытного пользо-

вателя, так и новичка. При этом не требуется приобретение специальных программ и приложений.

База данных рассчитана на использование, прежде всего, на отдельных рабочих местах в организациях, занимающихся установкой и контролем дорожных знаков, а также у балансодержателей для финансового планирования мероприятий по замене и обслуживанию дорожных знаков.

База данных имеет возможность дальнейшего расширения и дополнения.

Список литературы

ГОСТ Р 52290–2004. Технические средства организации дорожного движения. Знаки дорожные. Общие технические требования. М., 2006.

УДК 625.739.3

Р.А. Хамад
Институт Харьковский Промтранспроект

Проектирование канализированных съездов в CREDO

Сложившаяся конъюнктура на рынке проектно-изыскательских работ характеризуется, наряду с высокими требованиями к качеству и глубине проработки инженерных решений, очень жесткими сроками выполнения договорных обязательств. При этом неотъемлемыми требованиями на сегодняшний день стали визуализация и трехмерная цифровая модель проекта (ЦМП). Все это обусловливает необходимость применения передовых систем автоматизированного проектирования. К таким системам, несомненно, относится программный комплекс CREDO, возможности которого были апробированы нами в ходе выполнения масштабного проекта.

В период с июня 2015 г. и по настоящее время нашей организацией выполняется разработка генерального плана расширения пригорода в г. Хомс (Сирия). Площадь проектируемого объекта составляет 58 га. Объект имеет плотную улично-дорожную сеть, включающую порядка 4 км магистральных улиц (4 полосы с разделительной), 7 км улиц местного значения и 57 автостоянок. Реализация этого проекта осуществлялась при помощи системы CREDO ДОРОГИ 1.5 (бета-версия) с программой CREDO СЪЕЗДЫ, в результате чего были выполнены, согласно техническому заданию, все поставленные задачи, включая вертикальную планировку всей территории и создание ЦМП (рис. 1).

В процессе разработки проекта были выявлены ценные преимущества системы CREDO ДОРОГИ. Так, реализованный в программе метод кон-

© Хамад Р.А., 2016

струирования поперечных профилей путем назначения соответствующих интервалов вдоль трассы позволяет быстро и удобно создавать поперечники городских улиц любой сложности, а наличие развитого функционала для создания и редактирования поверхностей (плоскости, структурные линии, построение поверхностей вдоль линии с заданными параметрами, пересечение поверхностей и многое другое) позволяет получить оптимальные решения по вертикальной планировке при минимальных затратах времени. Для решения трудоемкой, особенно в городских условиях, задачи по устройству пересечений и примыканий предназначена программа CREDO СЪЕЗДЫ.

Рис. 1. Вертикальная планировка

Разработка упомянутого выше проекта в системе CREDO ДОРОГИ осуществлялась в такой последовательности. Сначала в программу импортировались в формате DXF исходные данные для проектирования – топографическая основа, предварительно созданная в программе Auto CAD Land Desktop, и эскиз планировочного плана. При этом программа по умолчанию распознает в файле с топографической основой поверхность рельефа в соответствии с триангуляционной сетью (TIN-модель). С учетом этих материалов была уточнена горизонтальная планировка проектируемого района и протрассированы улицы.

Для построения улично-дорожной сети было создано 47 трасс, по которым создавались продольные профили и задавались требуемые параметры поперечника. В этом отношении очень полезными оказались целевые линии, так как они позволили легко учесть все особенности горизонтальной планировки (карманы, участки переменной ширины). Кроме того, ис-

пользование команды «Импорт параметров и проектов профиля» существенно сэкономило время на проектирование за счет копирования параметров поперечника и настроек из одной трассы в другую. По завершении работ над продольными и поперечными профилями с помощью команды «Цифровая модель проекта» был выполнен экспорт ЦМП по каждой трассе в генеральный план. После чего с помощью программы CREDO СЪЕЗДЫ были созданы пересечения и примыкания. На этом построение уличнодорожной сети в пределах красных линий было завершено. Для создания вертикальной планировки межквартальных дорожек и территорий был использован функционал, упомянутый выше.

Отдельно хочется остановиться на эффективности применения программы CREDO СЪЕЗДЫ. В общей сложности с помощью этой программы было создано 65 пересечений и примыканий различной конфигурации, расположенных под разными углами как на прямых, так и на кривых участках (рис. 2). При этом вся эта работа, с учетом многочисленных корректировок, была выполнена одним специалистом в рекордный срок – 3–5 рабочих дней. Особый интерес в программе CREDO СЪЕЗДЫ представляет функционал для построения канализированных съездов, позволяющий автоматизировано создавать горизонтальную и вертикальную планировку высококатегорийных пересечений, включающих переходно-скоростные полосы, полосы накопления и направляющие островки.

В качестве пожеланий по дальнейшему развитию функциональности программы CREDO СЪЕЗДЫ хотелось бы озвучить следующие вопросы:

- при сопряжении нисходящей (по отношению к основной дороге) двухскатной проезжей части второстепенной дороги основной дорогой в пределах закругления, где поперечный уклон примыкающей проезжей части имеет противоположный знак по отношению к продольному уклону кромки основной дороги, образуется пониженное место, откуда, при наличии бортового камня, необходимо отводить воду. Во избежание устройства дождеприемных колодцев прибегают к решению с отгоном гребня (по аналогии с отгоном ширины при устройстве виража) на второстепенной дороге к ее кромке, расположенной по направлению восходящего уклона основной дороги (рис. 3). На наш взгляд, стоит рассмотреть возможность реализации такого решения при построении вертикальной планировки на примыкании путем назначения длины участка отгона ширины перед закруглением;
- развитие автомобильного парка способствует увеличению доли длинномерных автопоездов и автобусов на дорогах и городских улицах, что предъявляет определенные требования к устройству на них пересечений и примыканий. В связи с этим актуальным становится подход к проектированию пересечений и примыканий с учетом динамических коридоров движения расчетных транспортных средств.

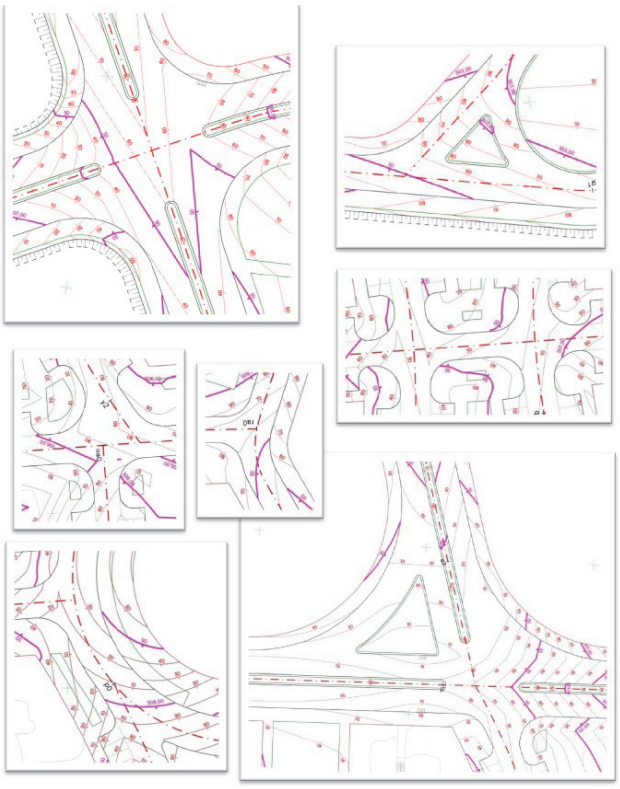


Рис. 2. Варианты планировки

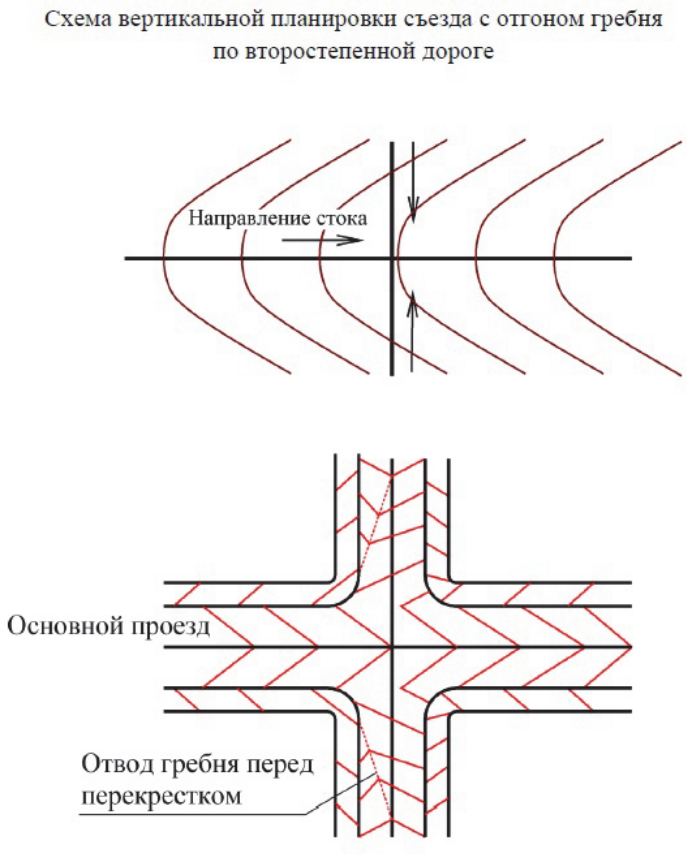


Рис. 3. Конструктивное решение с отгоном гребня

В заключение необходимо отметить, что программа CREDO ДОРОГИ является передовым многофункциональным комплексом автоматизированного проектирования, позволяющим качественно и эффективно решать любые задачи в области проектирования автомобильных дорог, городской улично-дорожной сети и генеральных планов, а реализованный в программном комплексе функционал учитывает самые передовые технологии в области проектирования и строительства.

УДК 629.113.004.67(045)
И.С. Писарев
Сибирский федеральный университет

Использование размерного анализа при ремонте агрегатов транспортно-технологических машин и комплексов

Основной задачей ремонтного производства является экономически эффективное восстановление работоспособности механизмов, узлов и агрегатов для наиболее полного использования ресурса составляющих их деталей. Экономическая эффективность ремонта состоит в том, что заготовки, используемые при ремонте, полученные в результате разборки и очистки последнего, значительно дешевле заготовок, выпускаемых машиностроением, получаемых литьем, ковкой или штамповкой. Кроме того, при ремонте деталей механизма, как правило, обрабатывается меньшее число поверхностей, поэтому трудоемкость обработки значительно меньше. Таким образом, использование рациональных технологических процессов ремонта обеспечивает восстановление свойств детали, близких к свойствам новой.

При традиционном подходе к технологии выполнения ремонтных работ происходит тривиальная замена существенно изношенных деталей, если внешние признаки износа очевидны. Основанием для их замены или контроля размеров служат, как правило, эмпирические наблюдения, вызванные частотой встречающихся отказов детали или группы деталей [1].

Такой подход к ремонту не учитывает при определении величины износа в текущий момент времени вспомогательные поверхности, детали, узлы и их сопряжения. Также не отслеживается изменение интенсивности изнашивания в процессе эксплуатации, состояние замыкающих звеньев размерных цепей агрегата или узла автомобиля. В сложившихся условиях ремонтного производства нет четкого обоснования принятия решений о комплектовании всего перечня деталей агрегата при сборке с точки зрения обеспечения точности замыкающих звеньев. Не восстанавливаются

© Писарев И.С., 2016

параметры сопряжений, заложенные при проектировании агрегата конструктором. Все вышеперечисленное приводит к снижению точности агрегата в целом, а как следствие – к уменьшению его ресурса и увеличению затрат на ремонт.

В современных условиях ремонта и эксплуатации подвижного состава характерной чертой является повсеместный отказ от полнокомплектного обезличенного ремонта машин и переход к необезличенному, который позволяет более полно использовать остаточный ресурс машин.

Единичное ремонтное производство, которое имеет место в настоящее время в условиях транспортных предприятий и станций технического обслуживания (СТО), порождает большие трудности, связанные с невозможностью обеспечить традиционными методами высокое качество и надежность отремонтированной техники, поскольку ремонт узлов и восстановление деталей на специализированных авторемонтных предприятиях практически не производятся, а транспортные предприятия и СТО не имеют в достаточном объеме и номенклатуре специализированного оборудования для восстановления деталей и последующей их механической обработки, а также имеющееся оборудование в большинстве случаев старо и имеет существенный износ. Кроме этого, новые детали, поступающие на сборку, также в некоторых случаях имеют отклонения от параметров, прописанных в технических условиях на изготовление. При малых количествах восстанавливаемых деталей невозможно реализовывать ранее широко применяемые приемы селективного подбора высокоточных соединений. Таким образом, проявляются два основных недостатка необезличенного единичного ремонта механизмов: невозможность обеспечения точности механической обработки восстановленных деталей и применения стандартных методов их комплектования.

Анализируя эти недостатки, можно сказать, что применение необезличенного единичного ремонта в сложившихся условиях существенно влияет на качество отремонтированных механизмов. Решение данной проблемы видится в создании и применении информационных систем для решения задач, связанных с ремонтом механизмов, интегрированных с системой поддержки принятия решений, а именно, создание модели механизма, включающей в себя его иерархическую структуру вплоть до поверхностей деталей [1].

Важнейшей задачей повышения надежности отремонтированной техники является обеспечение точности замыкающих звеньев размерных цепей. Учитывая то, что на ремонт и сборку поступают детали трех видов: новые, восстановленные и бывшие в эксплуатации, – первостепенной задачей является обеспечение точности размерных цепей не только в статике, но прежде всего в динамике, с учетом износов и деформаций деталей.

Перспективным направлением в ремонте механизмов является использование размерного анализа. Обоснование оптимальных допускаемых

износов деталей и соединений при ремонте должно осуществляться с учетом их влияния на работоспособность других деталей сборочной единицы, лимитирующих ее долговечность [2]. Решение этой проблемы возможно только при рассмотрении размерных параметров деталей и соединений как параметров размерных цепей, определяющих надежность механизма.

Механизм, агрегат, узел или сборочная единица может состоять из нескольких сотен деталей, каждая из которых в зависимости от конфигурации имеет, как правило, от 2 до 10–15 различных геометрических параметров. Формирование оптимального сочетания параметров составляющих звеньев размерных цепей для обеспечения заданных параметров замыкающих звеньев размерных цепей связано с необходимостью решения уравнений размерных цепей всего агрегата в целом, что создает большие потоки информации, обработка которых связана со значительными затратами временных ресурсов, поэтому применение информационных систем позволит не только повысить уровень качества ремонта механизмов, но и сократит время создания технологических процессов.

Любой механизм – сложный объект, для управления точностью сборки которого в процессе изготовления и впоследствии ремонта формулируются определенные цели: увеличение ресурса агрегата, снижение влияния на исход процесса сборки человеческого фактора, снижение затрат на ремонт [3].

Список литературы

1. Катаргин В.Н. Методические основы управления точностью сборки ремонтируемых агрегатов автомобилей анализом ремонтных цепей // Транспортные средства Сибири. Вып. 2. Красноярск, 1995.

2. Дехтеринский Л.В., Апсин В.П. Размерный анализ ремонтируемых составных частей автомобилей и дорожных машин. М., 1988.

3 Растригин Л.А. Адаптация сложных систем. Рига, 1981.

УДК 37.018.4:004

Д.А. Морозов
Сибирский федеральный университет

Автоматизация процесса обучения и повышения квалификации

В настоящее время в России идет становление новой системы образования, ориентированной на вхождение в мировое образовательное пространство. Несмотря на целый ряд позитивных сдвигов, произошедших

© Морозов Д.А., 2016

в системе образования в ходе реализации Концепции модернизации российского образования на период до 2010 г., все же в этой области сохраняются многочисленные проблемы, одной из которых является недостаточный уровень базовой подготовки специалистов. В частности, существует необходимость повышения качества в сфере подготовки специалистов для предприятий автомобильного сервиса.

Об изменении понимания профессиональной подготовки на Западе начали говорить достаточно давно. Еще в 1976 г. был опубликован Доклад Римского клуба «Нет пределов обучению», где авторы указывали на глубокий разрыв между возрастающей сложностью мира и способностью человека ориентироваться в новых жизненных условиях. Почти через 20 лет эти задачи стали актуальны и для отечественной системы образования. При этом имеется в виду не только и не столько обучение детей, которому уделяется в последнее время достаточно много внимания, а, в первую очередь, обучение взрослых. Современная реальность такова, что тех знаний, умений и навыков, которые человек получил в школе и, далее, в юношеские годы, явно не хватает на весь его жизненный путь.

При этом возникает задача передачи информации от наставника к обучаемому без потери и искажения данной информации. Известно, что существенная доля информации при обучении теряется на передаче от учителя и приеме учеником. В рамках данного исследования процесс обучения и повышения квалификации можно представить как рассогласование передатчика и приемника (согласно курсу теории передачи информации О.Я. Строева).

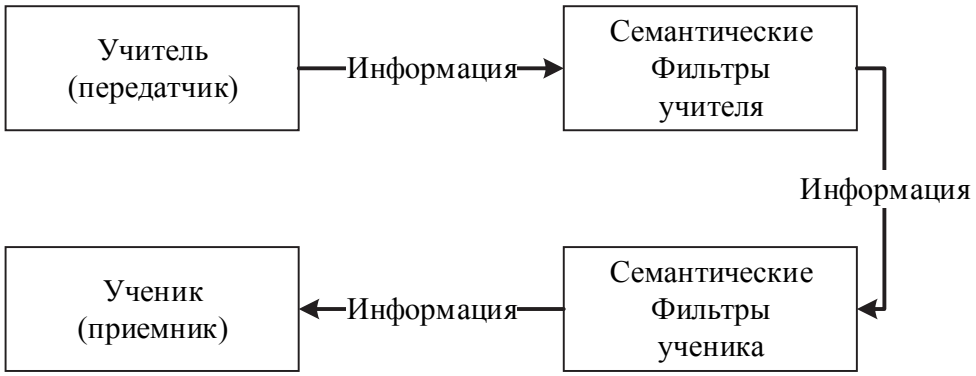


Рис. 1. Существующая система передачи информации
от наставника к обучаемому

То есть наставник, передавая знания обучаемому, сначала неосознанно пропускает информацию через свои личные семантические фильтры, а обучаемый, принимая информацию, еще раз «фильтрует» ее через свои. Семантическим фильтр, в первую очередь, это лексикон, словарный запас, а также и набор убеждений, личное отношение людей друг к другу.

Поиск путей согласования канала передачи информации при обучении и приводит к различным методикам и способам обучения, одним из которых является соционика А. Аугустинавичюте. Согласно этому учению, лучший наставник для любого человека тот, чей психотип совпадает (тождественен) с психотипом обучаемого. Тип информационного метаболизма – определение из теории информационного метаболизма А. Кемпинского, подразумевает, что каждый человек обрабатывает информацию тем способом, который ему наиболее привычен, структура психики конкретного человека задает своеобразный вид «системы фильтров» для обработки информации. Тогда методика обучения из этого следует простая: учебные группы нужно подбирать по типу информационного метаболизма, так чтобы они совпадали для наставников и обучаемых. Это легко сформулировать, но сложно сделать – массовая система образования не сможет дать столько ресурсов, как подбирают себе обучаемых. На основе вышесказанного авторами предложен подход, позволяющий корректировать существующие способы обучения специалистов для предприятий сервисного обслуживания.

Подход к автоматизации процессов обучения и повышения квалификации

В настоящее время, кроме описанных выше общих сложностей при обучения и для всех специальностей, существуют недостатки системы подготовки непосредственно ремонтных рабочих для предприятий автомобильного сервиса: продолжительный период обучения; необходимость поиска справочной информации; затраты времени на повышение квалификации. Так, затраты на обучение 26 ремонтных рабочих составят примерно: 26 ·12 100 = 314 600 руб. При этом большинство из них в результате текучести кадров по различным причинам будет уволено или уйдет по собственному желанию. При этом финансовые потери предприятия при уходе 20 ремонтных рабочих составят примерно: 20 · 12 100 = 242 000 руб.

Вышесказанное обуславливает необходимость корректировки существующей системы подготовки кадров для предприятий автомобильного сервиса. Далее проведен сравнительный анализ базового (существующего) и предлагаемого подходов к обучению ремонтных рабочих (рис. 2).

Прелагаемый вариант позволяет сократить время обучения за счет изменения структры процесса обучения и повышения квалификации, кроме того – предлагаемое оборудование для хранения и автоматизированной выдачи инструмента поозволяет решить обозначенную выше проблему передачи информации от настваника к ученку за счет исключения «человеческого фактора»; выдачи информации различными способами – визуально и на слух; экономии времени на оценку способностей к обучению.

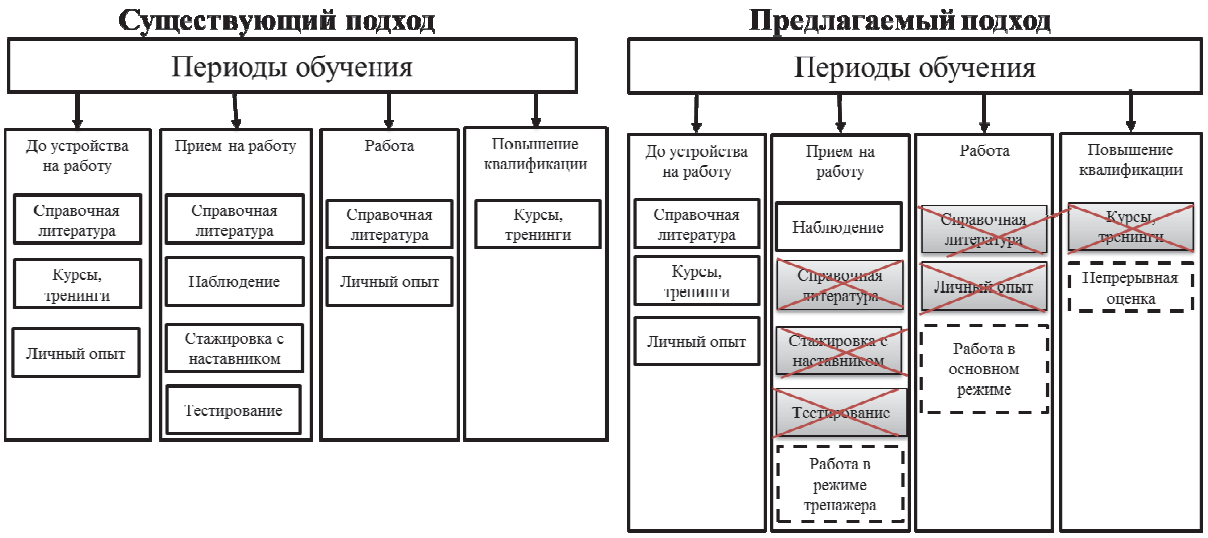


Рис. 2. Предлагаемый подход к обучению и повышению квалификации ремонтных рабочих

Последнее достигается за счет модификации предложенной ранее в [2] авторами зависимости скорости обучения конкретного ремонтного рабочего определенной операции сервисного обслуживания от времени его работы с инструментом для проведения данной операции.

$$\overline{i} = \frac{\ln\left(\frac{0{,}05}{A}\right)}{B} = \frac{-2{,}99 - \ln A}{B}, \qquad (1)$$

где τ – максимальное время выполнения операции (время опытного работника); A – начальная сложность операции (эквивалент начальной квалификации); B – скорость обучения конкретного специалиста, зависящая от индивидуальных особенностей; i – количество выполненных однотипных операций.

При внедрении в технологический процесс сервисного обслуживания автомобилей оборудования для хранения и автоматизированной выдачи инструмента зависимость (1) принимает вид:

$$k = \frac{\ln\left(\frac{\frac{t_i}{t_э} - 1}{A}\right)}{-B}, \qquad (2)$$

где k – количество однотипных операций, необходимых молодому специалисту, чтобы приблизиться к профессионалу с возможным отклонением на

5 % при использовании автоматизированного технологического оборудования для хранения и выдачи инструмента; t_i – время выполнения i-й операции сервисного обслуживания; $t_э$ – время эталона.

Экспериментальные результаты внедрения предлагаемого подхода

На основании предложенной зависимости (2) был проведен натурный эксперимент. По результатам были построены графики, наглядно характеризующие экономию времени на обучении при внедрении в технологический процесс сервисного обслуживания автомобилей оборудования для хранения и автоматизированной выдачи инструмента.

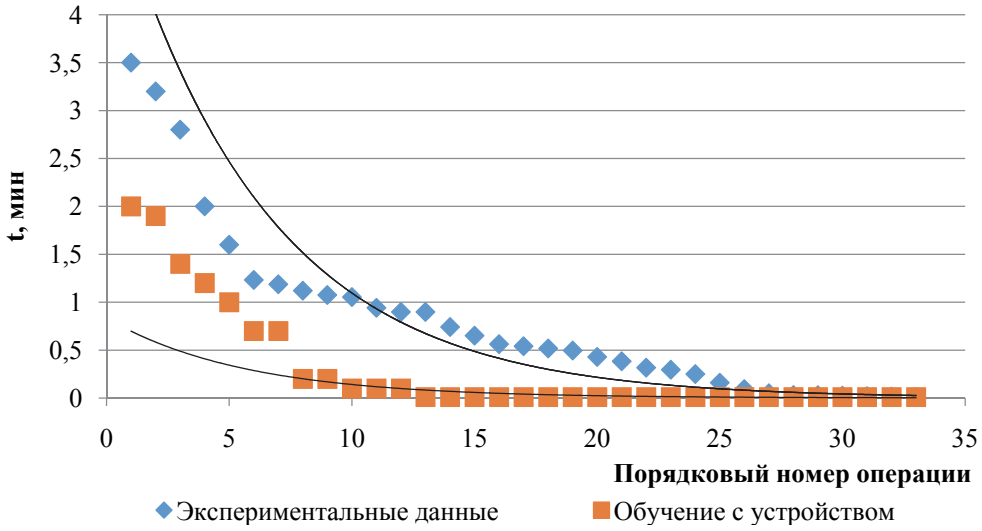


Рис. 3. Результаты экспериментальных исследований:
1 операция сервисного обслуживания

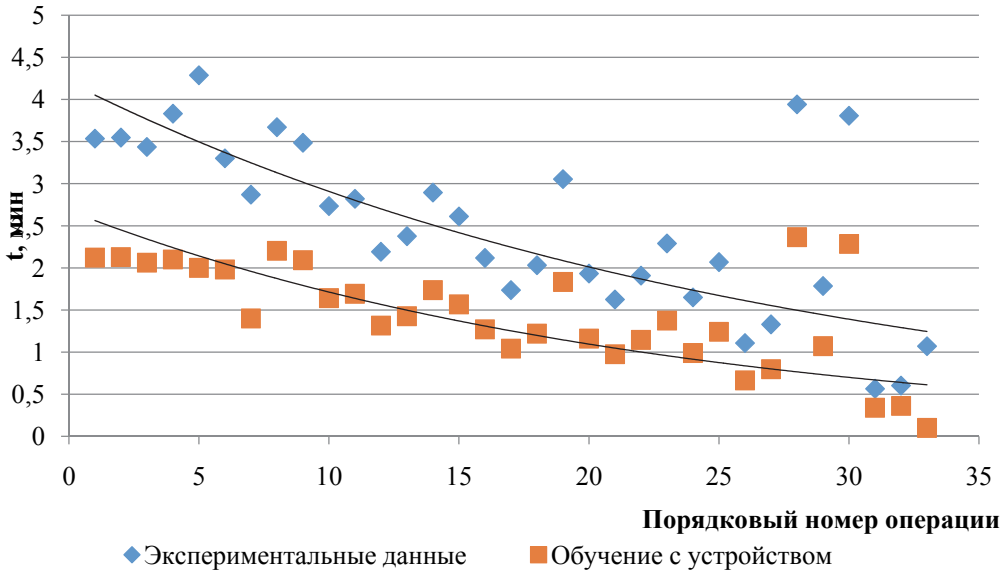


Рис. 4. Результаты экспериментальных исследований:
2 операции сервисного обслуживания

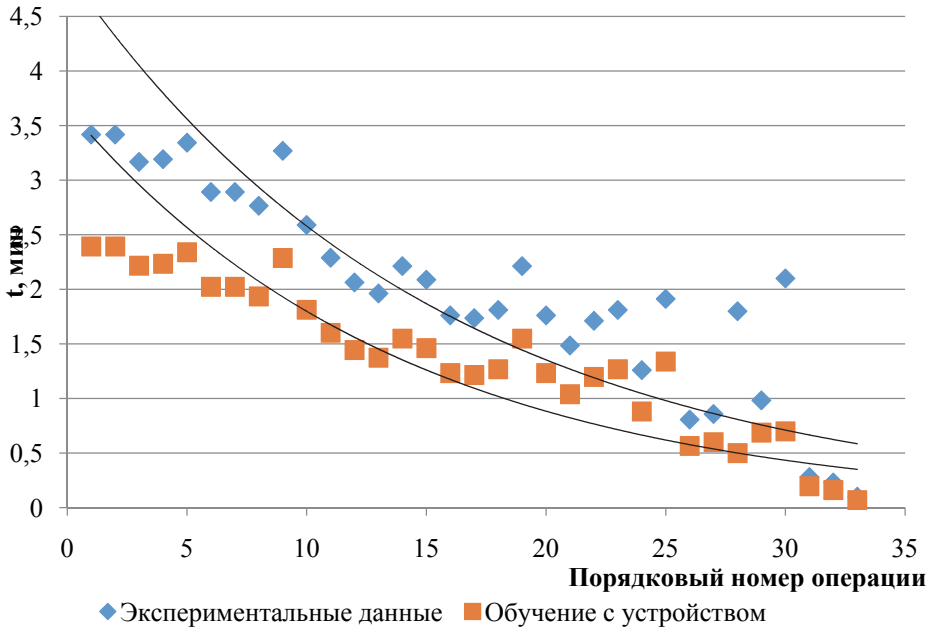


Рис. 5. Результаты экспериментальных исследований:
3 операции сервисного обслуживания

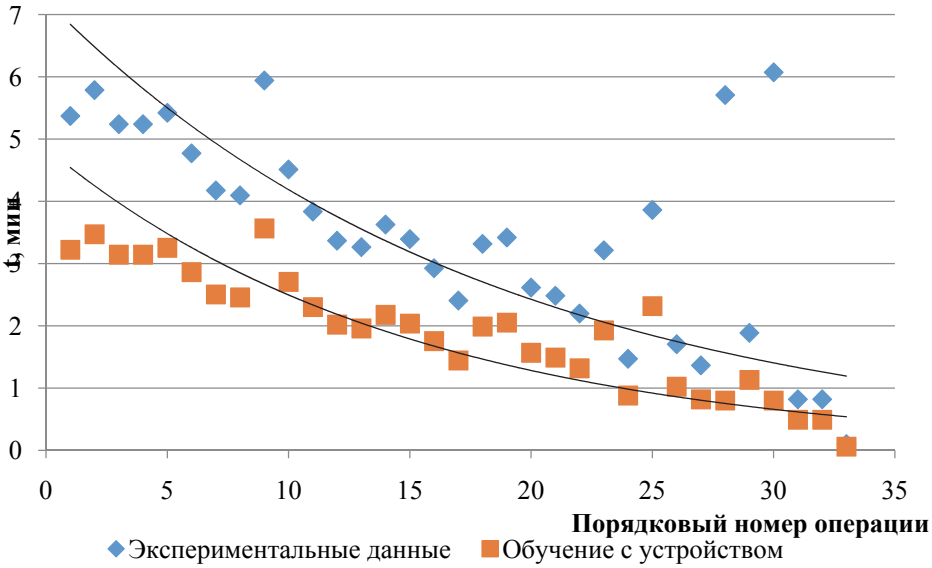


Рис. 6. Результаты экспериментальных исследований:
4 операции сервисного обслуживания

Выводы:

1. Разработанный подход позволяет исключить из процесса обучения такие факторы, как личное отношение наставника к предмету обучения или обучаемому, психофизическое состояние наставника и т. д.

2. Использование данного подхода позволяет производить обучение и оценку квалификации в режиме реального времени.

3. Полученные данные могут быть использованы как инструмент распределения работ по сервисному обслуживанию автомобилей между специалистами на основе их квалификации и скорости выполнения работ.

Список литературы

1. Князьков А.Н. Учет человеческого фактора при разработке системы технического обслуживания и ремонта автомобилей // Современные пути развития машиностроения и автотранспорта Кузбасса. Кемерово, 2007. С. 441–444.

2. Катаргин В.Н., Корягин М.Е., Морозов Д.А. Оценка квалификации персонала на предприятиях автомобильного сервиса на основе математической модели обучения ремонтных рабочих // Автотранспортное предприятие. 2011. С. 36–39.

3. Метод оценки квалификации ремонтно-обслуживающего персонала предприятий автомобильного сервиса / В.Н. Катаргин [и др.] // Вестник Краснояр. гос. техн. ун-та. 2003. Вып. 31. С. 47–56.

УДК 681.142.1

Е.Н. Булакина, А.А. Бочковский
Хакасский технический институт

Определение оптимальной траектории пути по пересеченной местности для транспортных и транспортно-технологических машин

В данной статье рассматриваются возможности алгоритма полей устойчивых состояний (ПУС) и его применение для решения различных задач в определенных направлениях научных исследований. В данном случае решается задача определения оптимальной траектории пути по пересеченной местности для транспортных и транспортно-технологических машин, работающих и перемещающихся на неосвоенных территориях.

Алгоритм ПУС может использоваться в различных направлениях и практически зависит только от способа применения и поставленных условий достижения определенной цели.

Одной из практических задач, где возможно применение алгоритма ПУС, это «поиск пути» и «искусственный интеллект».

Поиск пути. Данный вид задач используется, начиная от нахождения оптимального пути между двумя объектами на местности, в системах автопилотирования, в ИТ-технологиях используется для посылки сетевых пакетов и так далее.

© Булакина Е.Н., Бочковский А.А., 2016

Обычно для нахождения пути, используется теория графов. Граф G составляется из множества точек (вершин) x_1, x_2, …, x_n и множества линий (ребер) a_1, a_2,…, a_n, соединяющих между собой все или часть этих точек.

Для решения подобных задач используются: алгоритм Дейкстры, волновой алгоритм, алгоритм Беллмана – Форда, алгоритм Йена и т. д.

Волновой алгоритм работает на дискретном рабочем поле, представляющем собой ограниченную замкнутой линией фигуру, не обязательно прямоугольную, разбитую на прямоугольные ячейки, в частном случае – квадратные. Множество всех ячеек разбивается на подмножества: «проходимые» (свободные), т. е. при поиске пути их можно проходить «непроходимые» (препятствия). Путь через ячейку запрещен, стартовая ячейка (источник) и финишная (приемник). Назначение стартовой и финишной ячеек условно, достаточно указания пары ячеек, между которыми нужно найти кратчайший путь [1].

Находит кратчайшие пути от одной из вершин графа до всех остальных. Алгоритм Дейкстры. Алгоритм в основном применяется в программировании и технологиях. Возможно применение только для графов без ребер отрицательного веса [2].

Алгоритм ПУС может также использоваться для нахождения оптимального пути.

Для нахождения пути от точки А до точки Б с помощью алгоритма ПУС необходимо, чтобы алгоритм знал численные свойства препятствий, через которые нужно проложить путь.

Карта, по которой прокладывается маршрут, показана на рис. 1.

Для алгоритма подобная карта будет выглядеть как набор объектов с выраженными свойствами, представленными на рис. 2.

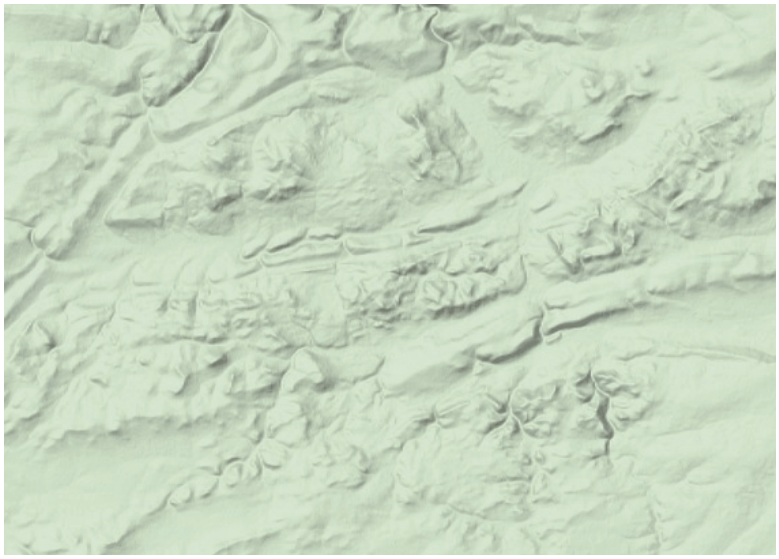


Рис. 1. Карта пересеченной местности около поселка Нижнетерянск (побережье реки Ангара)

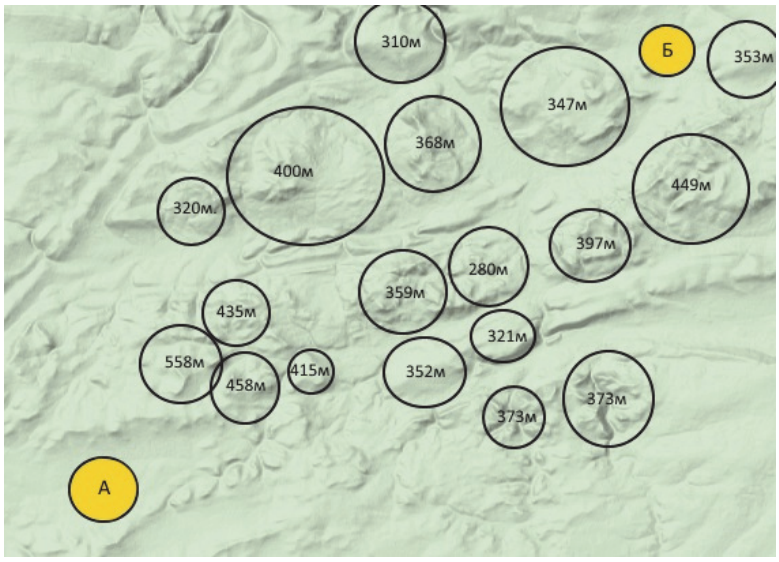


Рис. 2. Карта местности согласно алгоритму

Для того чтобы найти оптимальный путь, необходимо описать свойства этих объектов (препятствий). В данном случае взяты свойства: высота, плотность грунта, средний уклон и диаметр объектов.

Также, в качестве объекта, которому необходимо проделать путь от точки А до точки Б, взят объект, имеющий свойства: высота – 1,6 м, средний уклон – 90 градусов, диаметр – 2 м.

В качестве препятствий взяты следующие поверхности: 1) песок; 2) камень; 3) массив деревьев.

Результат работы алгоритма показан на рис. 3. На данном рисунке показан, не только оптимальный путь, но и возможные варианты маршрута от точки А до точки Б.

Результатом работы алгоритма являются промежуточные точки прохождения от точки А до точки Б. В качестве промежуточных точек взято среднее значение рядом лежащих точек, которые являются устойчивыми. Устойчивая точка – это точка, у которой положение со временем практически не меняется.

В искусственном интеллекте (ИИ) обычно используют нейронную сеть, которую «обучают» с помощью различных оптимизационных алгоритмов, таких как генетические алгоритмы, алгоритмы роя частиц, жадные алгоритмы и т. д.

Нейронные сети не программируются в привычном смысле этого слова, они «обучаются». Возможность «обучения» − одно из главных преимуществ нейронных сетей перед традиционными алгоритмами. Технически «обучение» заключается в нахождении коэффициентов связей между нейронами. В процессе обучения нейронная сеть способна выявлять сложные зависимости между входными данными и выходными, а также выполнять обобщение [3].

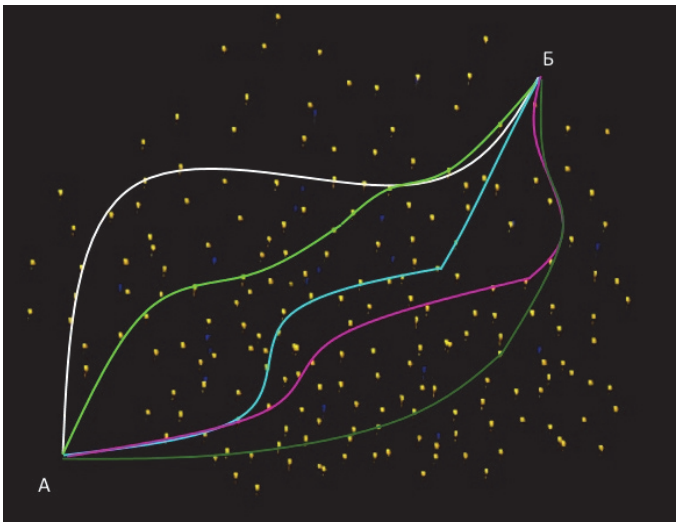


Рис. 3. Основные маршруты, построенные алгоритмом

В роли алгоритма ИИ также может применяться алгоритм ПУС. Например, в качестве виртуального собеседника (в дальней дороге), который может отвечать на различные вопросы, а также выражать свои эмоции в виде ответа.

Для того чтобы настроить алгоритм, необходимо добавить в базу данных ряд слов, с помощью которых он смог бы отвечать на вопросы оператора.

В качестве свойств слова использовался коэффициент фоносемантического анализа слова: Нежный – Грубый, Веселый – Грустный, Яркий – Тусклый, Громкий – Тихий.

Слова брались из словаря Ожегова. Чтобы упростить задачу, алгоритм постоянно выражал грустные эмоции. Использование падежей алгоритмом не применялось.

Результатом является ответ алгоритма на предложения, введенные человеком.

Первая реакция на предложение, введенное человеком:

Предложение: «Сегодня я пойду на улицу».

Оригинал: «Сегодня я идти улица».

Ответ: «Плохо улица идти погода плохо».

Результаты представлены в табл. 1.

Согласно табл. 1, находятся такие слова, которые имели бы постоянное значение, исходя из средних значений. Такие слова и являются фундаментом составления ответа алгоритмом, остальные слова − производные и дополняют ответ алгоритма. Также алгоритм предложил другие варианты ответа на вопросы:

«Возможно идея плохо возможно настроение».

Вторая реакция, на предложение, введенное человеком:

Предложение: «Можешь помочь в решении одной проблемы?»

Оригинал: «Можешь помочь решение одна проблема».

Ответ: «Проблема плохо проблема особенно плохо».

Таблица 1

Результат ответа алгоритмом

Нежный-Грубый	Весёлый-Грустный	Яркий-Тусклый	Громкий-Тихий
3,88	2,69	3,94	3,03
45	3,65	3,3	2,95
2,12	3,46	2,91	2,92
6,72	2,01	2,72	3,34
56	Сред. значение	Сред. значение	Сред. значение
5,46	2,95	3,22	3,06
2,16			
2,06			
5,41			
7,28			
Сред. значение			
13,61			

Исходя из приведенных данных, можно выявить основное слово, которое использовал алгоритм для ответа.

В процессе решения данной задачи нами были получены свидетельства о государственной регистрации базы данных и программ для ЭВМ.

Список литературы

1. Касьянов В.Н., Евстигнеев В.А. Графы в программировании: обработка, визуализация и применение. СПб., 2003.

2. Левитин А.В. Жадные методы: алгоритм Дейкстры // Алгоритмы. Введение в разработку и анализ. М., 2006. С. 189–195.

3. Ясницкий Л.Н. Введение в искусственный интеллект. М., 2005.

4. Булакина Е.Н., Бочковский А.А. Математическое и логическое описание алгоритма // Природные и интеллектуальные ресурсы Сибири. Новосибирск, 2012. С. 111–114.

УДК 651.2

И.М. Колесников, Н.Ф. Булгаков, В.В. Коваленко

Снижение издержек автотранспортного предприятия путем замены закрытого программного обеспечения на свободное

В статье рассматривается способ экономии средств предприятий на покупке дорогостоящих лицензий программного обеспечения (ПО).

В настоящее время на предприятиях автомобильного транспорта используются различные разновидности ПО, включающие: операционные системы (ОС), офисные пакеты, базы данных. Все они имеют платные ли-

© Колесников И.М., Булгаков Н.Ф., Коваленко В.В., 2016

цензии. Идея статьи заключается в том, чтобы показать, что на рынке ПО существует альтернатива, позволяющая при прочих равных условиях сократить издержки на приобретение лицензий.

Сегодня рынок операционных систем (ОС) и офисных пакетов практически полностью принадлежит одной компании – Microsoft. Один из самых известных продуктов этой компании – ОС Windows, которая используется на большинстве устройств в мире [1]. Если взять во внимание только персональные компьютеры и ноутбуки, то окажется, что Windows управляет 85 % устройств. В рамках предприятий это число зачастую достигает 100 %. Такая монополистическая ситуация объясняется практически полным отсутствием конкурентов. Однако как минимум существуют две альтернативы, способные составить конкуренцию: MacOSX и GNU/Linux. Первая создана компанией Apple, однако для ее эксплуатации требуется приобретение дорогостоящего оборудования. Вторая – ОС GNU/Linux, распространяется бесплатно как альтернатива ОС Windows.

Основоположником свободного программного обеспечения (ПО) считается Р. Столлман – сотрудник компьютерной лаборатории Массачусетского технологического института, который однажды столкнулся с тем, что из-за отсутствия авторских прав не смог получить доступ к программному коду, который сам же и написал. Тогда он высказал идею, что ПО должно распространяться свободно [2] и бесплатно [3], и при этом необходима юридическая основа для такого распространения. Такой основой стали «свободные» лицензии. К достоинству свободных лицензий следует отнести то, что, абсолютно любой пользователь свободной программы имеет свободу в использовании и модернизации продукта и его кода, однако за разработчиком сохраняются определенные права.

Стоит рассмотреть достоинства и недостатки от перехода на свободную ОС.

Достоинства:

- Свобода и открытость. GNU/Linux распространяется бесплатно по лицензии GNU General Public License (переводят как Универсальная общественная лицензия GNU, Универсальная общедоступная лицензия GNU или Открытое лицензионное соглашение GNU) [6]. Что подразумевает запуск ПО с любой целью; изучение того, как оно работает; распространение копий ПО; улучшения и выпуск ПО в публичный доступ.
- Безопасность. На ОС Windows существуют миллионы вредоносного ПО, что принуждает покупать и использовать антивирусное ПО для защиты. На GNU/Linux вредоносного ПО практически не существует. Поэтому на покупке лицензии для антивируса можно существенно сэкономить.
- Производительность. GNU/Linux со временем не теряет в производительности, не требует обслуживания и переустановки.

- Простота использования. Установить и подготовить GNU/Linux намного быстрее, чем любую другую ОС семейства Windows.
- Недостатки:
- Отсутствие некоторого ПО на платформе GNU/Linux. Есть программы, которые официально не поддерживают GNU/Linux, но решение этой проблемы все-таки есть: запуск ПО для Windows через Wine (Wine – свободное программное обеспечение, позволяющее пользователям UNIX-подобных систем запускать приложения Microsoft Windows) [7] или использование свободных аналогов.
- Порог вхождения. Несмотря на дружественный интерфейс, пользователю может быть трудно сразу привыкнуть к новой ОС.

В отличие от закрытых коммерческих операционных систем, таких как Windows или Mac OS X, GNU/Linux не имеет географического центра разработки. Нет и организации, которая владела бы этой системой; нет даже единого координационного центра. Программы для GNU/Linux – результат работы тысяч проектов. Некоторые из этих проектов централизованы, некоторые сосредоточены в фирмах. Создать свой проект или присоединиться к аналогу сможет любой, и в случае успеха результаты работы станут известны миллионам пользователей. Пользователи принимают участие в тестировании свободных программ, общаются с разработчиками напрямую, что позволяет быстро находить и исправлять ошибки и реализовывать новые возможности.

Именно такая гибкая и динамичная система разработки невозможна для проектов с закрытым кодом. Низкая стоимость свободных разработок, отлаженные механизмы тестирования и распространения, привлечение людей из разных стран, обладающих разным видением проблем, защита кода лицензией GPL – все это стало причиной успеха свободных программ [8].

На предприятиях автомобильного транспорта, помимо операционной системы семейства Windows, используются «1С: Предприятие» и офисный пакет Microsoft Office.

«1С: Предприятие» – программный продукт компании «1С», предназначенный для автоматизации деятельности на предприятии.

Первоначально «1С: Предприятие» было предназначено для автоматизации бухгалтерского и управленческого учетов (включая начисление зарплаты и управление кадрами), но сегодня этот продукт находит свое применение в областях, далеких от собственно бухгалтерских задач [9].

Клиентская часть платформы, начиная с версии 8.3, функционирует в среде GNU/Linux. Начиная с версии 8.1, серверная часть платформы в клиент-серверном варианте работы «1С: Предприятие» также может функционировать на GNU/Linux [9].

На GNU/Linux также существует свой свободно распространяемый офисный пакет с открытым исходным кодом – Libre Office. Офисный пакет

содержит в себе текстовый и табличный процессор, программу для подготовки и просмотра презентаций, векторный графический редактор, систему управления базами данных и редактор формул. Основным форматом файлов, использующимся в приложении, является открытый международный формат Open Document (ODF, ISO/IEC 26300), но возможна работа и с другими популярными форматами, в том числе форматами DOC, DOCX, XLS, XLSX, PPT, PPTX, CDR. Стандарт был совместно и публично разработан различными организациями, доступен для всех и может быть использован без ограничений. Open Document представляет собой альтернативу частным закрытым форматам, (включая Word (.doc), Excel (.xls) и PowerPoint (.ppt) − форматы, используемые в Microsoft Office 97−2003), а также форматы Microsoft OfficeOpen XML – .docx [10]. В России данный стандарт документа был принят на вооружение 31 мая 2011 г. и используется по настоящее время (ГОСТ Р ИСО/МЭК 26300−2010) [11].

Офисный пакет распространяется под общественной лицензией GNU LGPL, поэтому может свободно устанавливаться и использоваться в бюджетных и коммерческих организациях, а также на домашних компьютерах и в учебных заведениях.

Опыт других стран по миграции с Microsoft Office на Libre Office уже показал свою экономическую эффективность. Так, в 2014 г. на 10 000 муниципальных компьютерах французского г. Тулуза заменили Microsoft Office на Libre Office, благодаря чему город сэкономил около 1 млн евро в течение трех лет [12].

По запросу общественной организации при городском совете Мюнхена опубликован отчет о расходах проекта LiMux, который предусматривает установку GNU/Linux и Open Office на 15 тыс. городских компьютеров. Миграция началась в 2005 г., а последние 2500 компьютеров перевели на GNU/Linux осенью 2012 г. Предварительные оценки были такие, что город сэкономит в районе 4 млн евро за несколько лет. Но по факту выгода оказалась гораздо больше. В отчете приводится сравнение расходов на LiMux с двумя технологически эквивалентными сценариями. Первый сценарий − ОС Windows и OpenOffice, второй сценарий − ОС Windows и Microsoft Office. В первом случае только на продление лицензий пришлось бы отдать 2,6 млн евро, во втором случае − 6,8 млн евро. Плюс дополнительные расходы 4,7 млн евро на обновление оборудования под новое программное обеспечение. В итоге общая экономия для городского бюджета для первого и второго сценариев составила 7,1 и 11,3 млн евро соответственно [13].

Таким образом, миграция на свободное ПО является не только способом экономии больших средств на приобретении лицензий закрытых программ, но и повышением безопасности, стабильности и общей производительности компьютеров предприятия. Недостатков в миграции нет, но есть некоторые трудности с осуществлением миграционных мероприятий – это

сами работники автотранспортного предприятия. Не каждый из них способен сразу пользоваться чем-то новым, поэтому в первое время скорость работы персонала на компьютерах упадет, но со временем скорость работы возрастет до привычного уровня.

В настоящее время в Политехническом институте на кафедре транспорта Сибирского федерального университета разработана оригинальная программа с закрытым исходным кодом, которая существенно улучшает работу с базами данных путем создания модели оценки характеристик надежности и эффективности для оперативного управления работоспособностью системы профилактики автотранспортных средств [15]. Данная программа для работы в среде открытого ПО будет нуждаться в адаптации.

Список литературы

1. Доля использования операционных систем. URL: https://en. wikipedia.org/wiki/Usage_share_of_operating_systems.

2. Свободное программное обеспечение. URL: https://ru. wikipedia. org/wiki/Свободное_программное_обеспечение.

3. Открытое программное обеспечение. URL: https://ru.wikipedia. org/wiki/Открытое_программное_обеспечение.

4. Свободная лицензия. URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/ Свободная_лицензия.

5. Лицензия для вашего open-source проекта. URL: https://habrahabr.ru /post/243091.

6. Открытое лицензионное соглашение GNU. URL: https://ru. wikipedia.org/wiki/GNU_General_Public_License.

7. Wine. URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/Wine.

8. Linux. URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/Linux.

9. 1С:Предприятие. URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/1С:Предприятие.

10. Открытый формат документов для офисных приложений. URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/OpenDocument.

11. ГОСТ Р ИСО/МЭК 26300-2010. Информационная технология. Формат Open Document для офисных приложений (Open Document). V1.0. 31 мая 2011 г.

12. Тулуза экономит 1 миллион евро с Libre Office. URL: https://joinup.ec.europa.eu/community/osor/case/toulouse-saves-1-million-euro-libreoffice.

13. Мюнхен сэкономил 10 миллионов евро благодаря переходу на Linux. URL: https://habrahabr.ru/post/160061.

14. Закрытое, открытое и свободное программное обеспечение – основные различия и тенденции развития. URL: http://www.rusnauka.com/ 12_KPSN_2010/Informatica/63536.doc.htm.

15. Свидетельство о гос. рег. программы для ЭВМ № 2007613059 от 06.07.2010. Модель автоматизированного управления информационным обеспечением системы профилактики / Булгаков Н.Ф., Коваленко В.В., Шалимов С.Н.

УДК 625.09, 656.13

Н.С. Безотеческих, Я.А. Борщенко
Курганский государственный университет

Внедрение инновационных телематических технологий в системе обеспечения безопасности дорожного движения

Ежегодно на решение проблем в сфере обеспечения безопасности дорожного движения федеральный бюджет выделяет средства на разработку и реализацию федеральных целевых программ по разным направлениям: от пропаганды безопасности на дороге до строительства дорог повышенной комфортности [1].

Статистические сведения о показателях состояния безопасности дорожного движения, собираемые в рамках деятельности подразделений Госавтоинспекции МВД России, используются при анализе причин дорожно-транспортных происшествий, выявлении негативных тенденций и проблемных точек, при оценке эффективности мер, направленных на снижение количества и тяжести ДТП, являются основой при принятии управленческих решений [2].

На сегодняшний день различными организациями и научными институтами ведется разработка различных устройств и систем, работающих на основе систем навигации.

Несомненно, исследования и инновационные проекты внедрения навигационных систем в сфере обеспечения дорожного движения остаются актуальными и социально значимыми. Разработанные на сегодня системы данного назначения работают в локальной среде, т. е. независимо друг от друга, что в современном информационном обществе можно считать весомым недостатком. В связи с этим актуальным является разработка алгоритма взаимодействия различных телематических интеллектуальных систем для реализации решений, направленных на повышение безопасности дорожного движения.

При современном развитии информационных технологий возможно создание интеллектуальной системы регистрации сбоев в работе транспортной системы в целом. Это, прежде всего, отслеживание нарушений

© Безотеческих Н.С., Борщенко Я.А., 2016

Правил дорожного движения в режиме мониторинга работы транспорта на основе систем спутниковой навигации, регистрация нарушений водителями режимов труда и отдыха на основе показания приборов учета – тахографов, регистрация в системе все случаев возникновения дорожно-транспортных нарушений.

При возникновении сбоев в работе транспортной системы – дорожно-транспортного происшествия в первую очередь необходима система оповещения о ДТП с пострадавшими. В настоящее время ведется активное внедрение системы «ЭРА ГЛОНАСС», позволяющей регистрировать ДТП с пострадавшими, однако она не носит комплексный характер с точки зрения системного управления безопасностью на автомобильных дорогах, а также не предусмотрено ее применение в целях анализа причин ДТП [3].

По мнению авторов, для реализации такой комплексной системы необходимы в первую очередь создание единого Банка данных ГИБДД, разработка телематической системы регистрации сбоев в работе транспортной системы, разработка виртуальной лаборатории анализа сбоев в работе транспортной системы на основе данных систем мониторинга и применения компьютерного имитационного моделирования. Реализация данного положения возможна за счет внедрения современных информационных технологий в работу всех организаций, чья деятельность связана с транспортными процессами на автомобильном транспорте.

Для создания единого информационного пространства в связи с этим необходимо и важно разработать единый алгоритм взаимодействия различных информационных и телематических систем локального характера. Проект такого алгоритма функционирования комплексной телематической системы контроля за состоянием дорожного движения и установления ответственности участников ДТП представлен на рис. 1.

Так, для сбора информации о состоянии транспортной системы и отдельных ее элементов возможно использовать данные центра мониторинга работы подвижного состава. При этом объективность оценки работы будет зависеть, прежде всего, от количества транспортных единиц, оснащенных аппаратурой, позволяющей регистрировать и передавать параметры работы транспортной единицы в режиме «реального времени». Для эффективной работы центров по заданному направлению необходимо внедрение интеллектуальной системы анализа параметров всех транспортных единиц.

При регистрации нарушений система должна не только регистрировать их, но и влиять на их появление. В самом простом варианте это может быть составление документов административного характера (штрафы) или передача данных в ГИБДД для составления таких документов.

В случае если сигнал такой системы зарегистрирован, то система мониторинга в первую очередь передает сигнал на пульт дежурного сотрудника службы МЧС с указанием координат места ДТП.

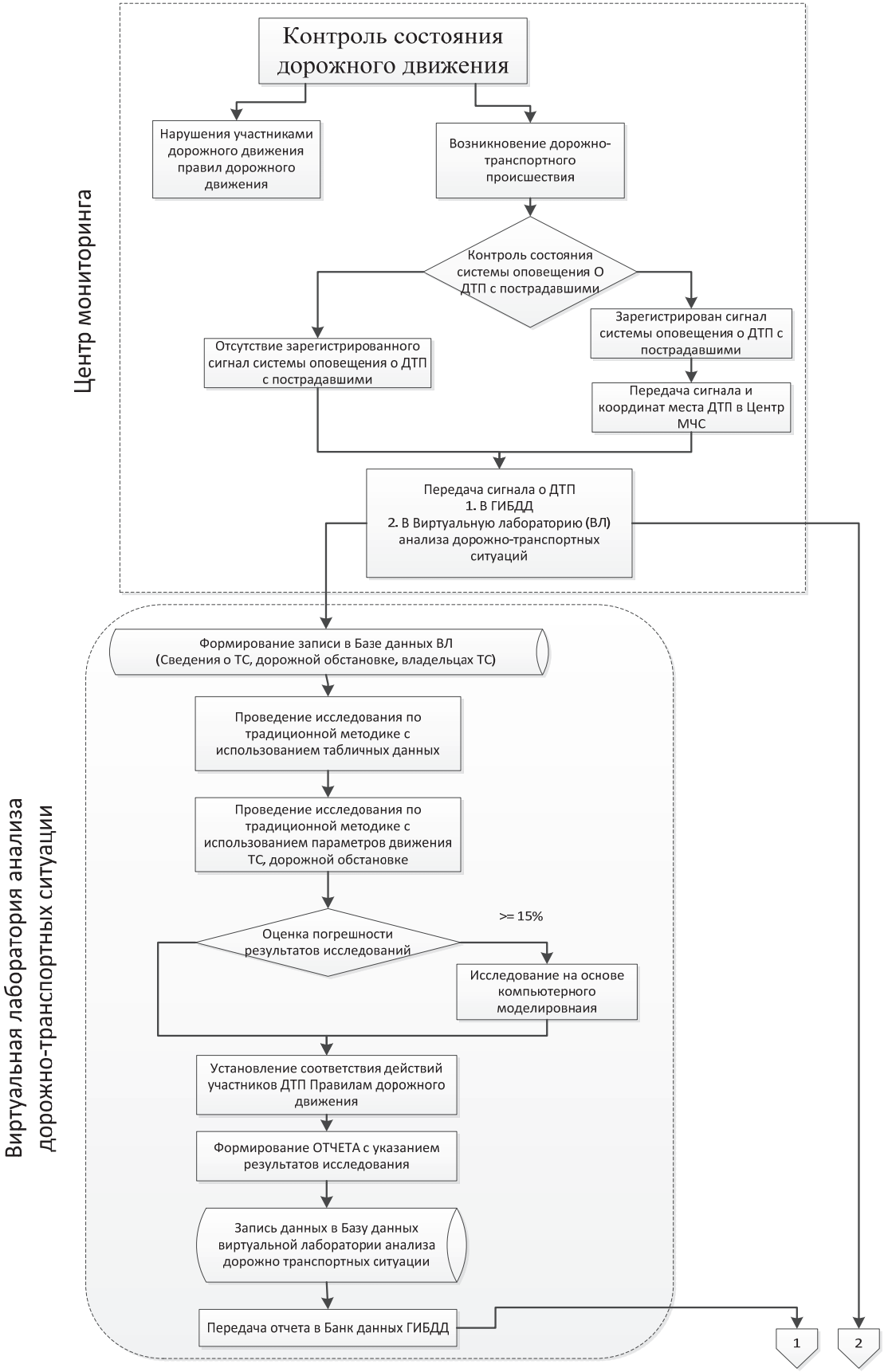


Рис. 1. Алгоритм функционирования телематической системы контроля за состоянием дорожного движения

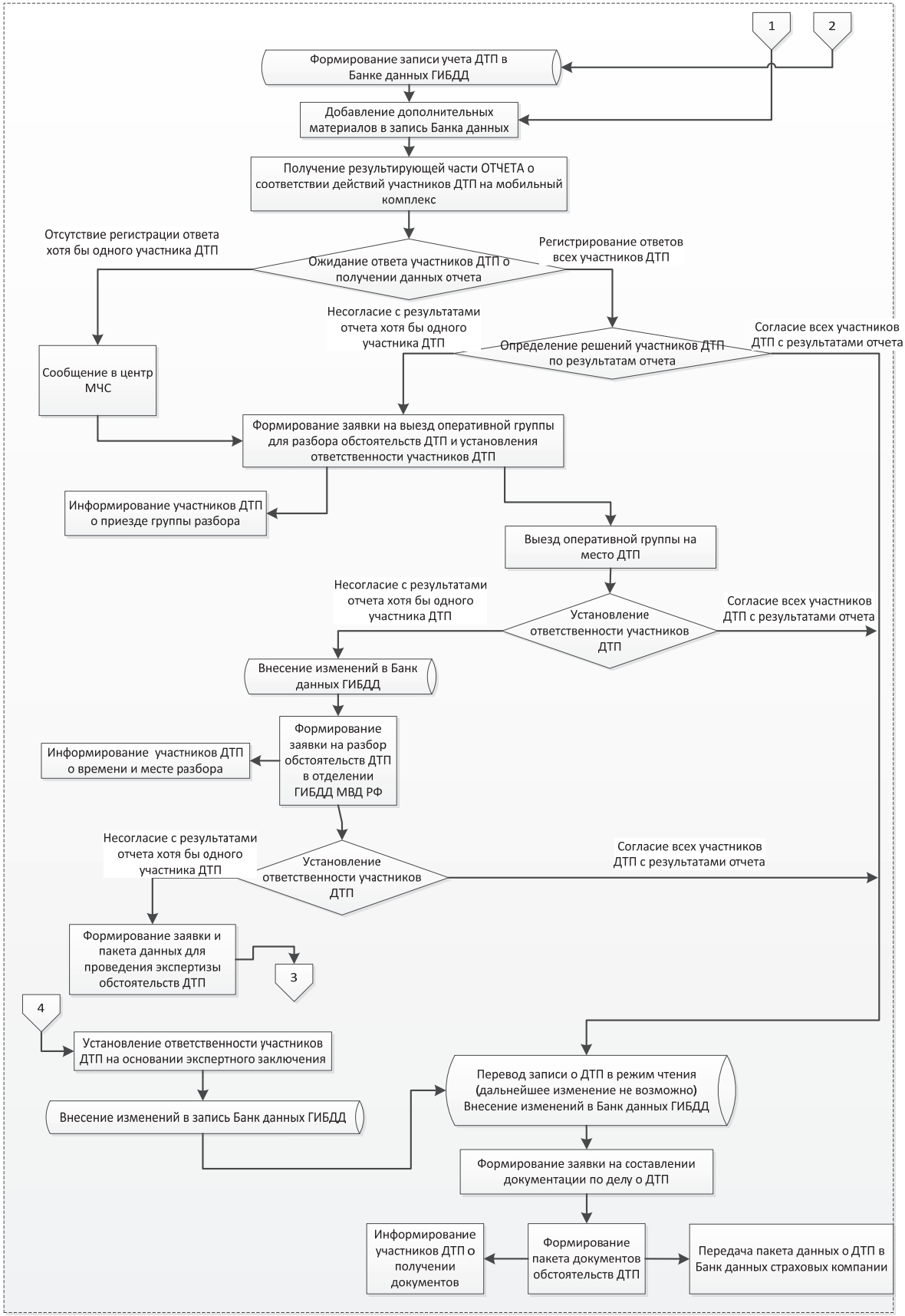


Рис. 2. Алгоритм функционирования телематической системы контроля за состоянием дорожного движения (продолжение)

Рис. 3. Алгоритм функционирования телематической системы контроля за состоянием дорожного движения (окончание)

После этого система передает сигнал в ГИБДД, где создается запись ДТП. Параллельно с этим система передает сигнал в виртуальную лабораторию анализа дорожно-транспортных ситуаций, целью которой является создание отчета по обстоятельствам ДТП с последующей передачей его в ГИБДД. Отчет представляет собой исследования, проведенные виртуально на основе расчетов с применением или без имитационного моделирования.

Данный отчет прикрепляется к созданной записи в банке данных ГИБДД, результирующая часть отчета с указанием ответственности участников передается на мобильные устройства участников ДТП. Информация отчета может поступать в различной форме: это и непосредственно сама информация об ответственности, также это может быть информация о записи в банке данных ГИБДД, по номеру которой участники могут через устройства связи получить информацию в автоматическом режиме (система автоматического разговора – аналог службы технической поддержки операторов сотовой связи) или информация для интернет-портала (работа на сайте ГИБДД)

После передачи информации участникам движения система будет ожидать в течение заданного промежутка времени ответ о согласии или несогласии с данными результирующей части отчета. При этом хотя бы один отрицательный ответ или отсутствие ответа хотя бы одного участника система приравняет к одному. В случае положительных ответов участников ДТП система Банка данных ГИБДД сделает окончательные изменения в записи и сформирует заявку на составление документации по ДТП. Данная заявка позволит сформировать необходимый пакет документов как для участников ДТП, так и для страховых компаний.

В противном случае система ГИБДД сформирует заявку на выезд оперативной группы разбора с информированием участников о времени приезда данной группы.

По приезду оперативной группы на место совершения ДТП, сотрудники на мобильных комплексах (типа планшетного компьютера) будут иметь доступ к информации, записанной в банке данных по ДТП. В обязанности сотрудников будет входить фото-, видеофиксация места совершения аварии, составление электронного отчета (аналог существующего), разбор обстоятельств ДТП. Если после разъяснения хотя бы один участник будет не согласен с установленной ответственностью, то инспектор вносит соответствующую поправку в запись банка данных с указанием о необходимости проведения дополнительной процедуры, направленной на установление ответственности участников ДТП.

В системе формируется заявка, после чего всем участникам ДТП направляется оповещение о времени и месте проведения мероприятии по установлению ответственности.

В противном случае (когда установленная ответственность полностью устраивает участников) инспектор вносит необходимые коррективы в запись банка данных, после чего система формирует заявку на составление пакета документов.

Разбор обстоятельств ДТП, проводимый в отделении ГИБДД, имеет такой же характер, как и установление ответственности инспектором оперативной группы. Но в случае несогласия с инспектором назначается соответствующий вид экспертизы, проводимой экспертно-криминалистическим центром (ЭКЦ) при МВД РФ.

В данной ситуации запрос на проведение экспертизы направляется в ЭКЦ при МВД РФ. Для этого в базе данных ЭКЦ формируется новая запись. Эксперт проводит экспертизу, после чего заключение эксперта подкрепляется к записи в базе данных. Пакет документов, соответствующий каждой записи в базе данных ЭКЦ, направляется в банк данных ГИБДД.

На основании полученного результата отдел по разбору обстоятельств ДТП формирует окончательный вариант документов с указанием

ответственности каждого участника ДТП. На основании установленной ответственности определяется «виновник» ДТП.

После установления степени ответственности формируется окончательный вариант записи в банке данных ГИБДД. Система закрывает доступ к редактированию записи. После перевода записи в режим «чтение» формируется пакет документов обстоятельств ДТП.

Реализация предложенного алгоритма представляет сложный процесс взаимодействия различных объектов и субъектов транспортной системы и возможен при наличии:

- специализированной аппаратуры у пользователей транспортных единиц;
- системы мониторинга транспорта на уровне населенного объекта целиком;
- работоспособной информационно-коммуникационной системы при ГИБДД на уровне административной единицы (области) (система сбора, хранения, переработки и передачи информации, наличие специализированных устройств (планшетов, компьютеров и т. д.) сотрудников ГИБДД);
- специализированной интеллектуальной виртуальной лаборатории.

Реализация комплексной телематической системы с интеллектуальными элементами с учетом предложенного алгоритма предоставит широкий спектр возможностей в части обеспечения безопасности на автомобильных дорогах, в том числе мониторинг транспортного процесса и транспортных путей, сбор достоверных данных о дорожной и транспортной ситуации в режиме реального времени, позволяющих не только выявлять опасные участки и состояния, кроме того, повысит эффективность анализа причин ДТП и, несомненно, достоверность результатов автотехнической экспертизы после ДТП с учетом данных и выводов интеллектуальных модулей предлагаемой телематической системы, что положительно скажется на повышении безопасности на автомобильных дорогах в РФ в долгосрочном периоде.

Список литературы

1. Официальный сайт федеральной целевой программы «Повышение безопасности дорожного движения в 2013–2020 годах». URL: http://www.fcp-pbdd.ru.

2. Сведения о показателях состояния безопасности дорожного движения. URL: http://www.gibdd.ru/stat.

3. «ЭРА –ГЛОНАСС», ОАО «Навигационно-информационные системы». URL: http://www.nis-glonass.ru/projects/era_glonass/.

4. Безотеческих Н.С., Борщенко Я.А. Повышение безопасности дорожного движения на основе информационных аналитических систем с телематическими компонентами // Наука, техника и образование. 2014. № 5 (5). С. 66–69.

УДК3 38.47
С.М. Придворная
Сибирский федеральный университет

Проблемы оценки качества и социально-экономической эффективности пассажирских перевозок

Одним из важнейших направлений транспортной политики Российского государства являются пассажирские перевозки, формирование и реализация социально-экономических транспортных стандартов доступности и обеспечение предоставления качественных транспортных услуг населению.

Вопросы организации и реализации социально-экономических транспортных стандартов относятся исключительно к компетенции государства.

Государство в качестве экономического субъекта представлено совокупностью органов и должностных лиц, сосредоточивших в своих руках экономическую власть, принимающих экономические, социальные и политические решения в государственном масштабе, реализуя полномочия непосредственно через нормативно-правовые акты, касающиеся различных отраслей экономики.

Под отраслью экономики подразумевается совокупность организаций, предприятий, учреждений, производящих однородные товары и услуги, удовлетворяющих близкие по природе потребности. В настоящей статье рассматривается отрасль материального производства − транспорт и, в частности, пассажирские перевозки.

Управление пассажирскими перевозами осуществляется путем регулирования, т. е. путем корректирующего воздействия на отрасль со стороны органов управления с целью поддержания протекающих в ней процессов на определенном уровне, а также предотвращения и ликвидации неблагоприятных явлений. Поскольку экономика России является рыночной, то регулирование осуществляется путем использования в основном рыночных регуляторов, настройки рыночного механизма.

Вопросы регулирования экономики со стороны государства отражены в трудах В.И. Ленина и Дж. Кейнса, которые актуальны и в настоящее время. Государству отводится главная роль по стимулированию экономики: увеличение предложения путем формирования социально-экономических заказов и, как следствие, увеличение спроса населения; инвестирования, роста валового продукта; существования государственной собственности и др.

Регулирование экономики, экономических процессов, действий экономических субъектов может осуществляться посредством программирования, планирования, стимулирования, рыночного саморегулирования.

© Придворная С.М., 2016

Программирование экономическое − форма государственного планирования, управления, регулирования экономики, опирающаяся на использование программ, проектов.

Планирование − одна из составных частей управления, заключающаяся в разработке и практическом осуществлении планов, определяющих будущее состояние экономической системы, путей, способов и средств его достижения. Планирование включает принятие плановых решений уполномоченными на то органами, должностными лицами.

Стимулирование экономическое − экономическое побуждение, использование материальных и нематериальных стимулов, способствующих выгоде и интересу лиц, применяющих стимулирование.

Рыночное саморегулирование − автоматическое воздействие рыночного механизма взаимодействия спроса и предложения, конкуренции на формирование цен, объемов производства и продаж товаров, уровень потребления, эффективность производства и качество работы.

Таким образом, государственное регулирование в вышеуказанных формах может быть как в централизованно управляемой экономике, так и в рыночной экономике. В рыночной экономике основной акцент регулирования делается на бюджетировании, налогообложении, кредитовании, государственных закупках, законодательных ограничениях и предоставлении поддержки (льгот). Регулирование должно осуществляться для достижения показателей качества и социально-экономической эффективности, в том числе в пассажирских перевозках.

Указанные формы регулирования реализуются государством, в том числе посредством нормативно-правовых актов, принятых на федеральном уровне и уровне субъекта федераций (Красноярский край), из анализа которых следует следующее.

Так, на федеральном уровне разработана Стратегия развития транспорта Российской Федерации на период до 2010 года, утвержденная Приказом Министерства транспорта Российской Федерации от 31.07.2006 № 94, Транспортная стратегия Российской Федерации на период до 2020 года, утвержденная Приказом Министерства транспорта Российской Федерации от 12.05.2005 № 45 и Транспортная стратегия Российской Федерации на период до 2030 года, утвержденная Постановлением Правительства РФ от 22 ноября 2008 г. № 1734-р. Транспортные стратегии приняты в целях координации действий федеральных органов исполнительной власти, органов исполнительной власти субъектов Российской Федерации, обеспечения эффективного использования возможностей транспорта в интересах социально-экономического развития Российской Федерации и утверждения ряда мероприятий, необходимых для достижения поставленных целей в транспортной сфере, в том числе при осуществлении пассажирских перевозок [1].

Стратегиями предусматривается развитие и реформирование транспортной отрасли. Основными направлениями в развитии инфраструктуры отдельных видов транспорта являются: железнодорожный транспорт, развитие автомобильных дорог субъектов федерации, а также в зоне Севера и районах нового освоения в целях обеспечения Северного завоза и др.

Регулирование отношений в сфере пассажирских перевозок при отсутствии разработанных критериев качества и социально-экономической эффективности пассажирских перевозок не может способствовать социально-экономическому развитию транспортной отрасли, так как отсутствуют критерии и показатели эффективности, которые соответствуют социально-экономическому развитию государства и запросам потребителей.

Вместе с тем стратегиями предлагается использовать индикаторы достижения цели, которые отражают характеристики уровня доступности и качества транспортных услуг для населения: транспортная мобильность (подвижность) населения на 1 человека в год по видам транспорта; индекс гуманитарности транспортной системы и др.

Однако предложенные индикаторы не в полной мере отражают весь спектр организационных, экономических и социальных критериев качества и социально-экономической эффективности пассажирских перевозок.

Кроме этого, на уровне субъекта федерации Красноярского края актуальным нормативно-правовым актом является распоряжение Правительства Красноярского края от 26.02.2013 № 141-р, которым утверждена ведомственная целевая программа «Развитие транспортной системы Красноярского края на 2013–2015 годы», целью которой является комплексное развитие Красноярского края для полного и эффективного удовлетворения потребностей населения и экономики края в транспортных услугах. Целевыми показателями развития транспортной отрасли являются количество перевезенных пассажиров, прибыль до налогообложения, стоимость основных фонов, фонд оплаты труда, среднемесячная заработная плата, среднесписочная численность работающих, объем инвестиций.

Таким образом, в нормативно-правовых актах Красноярского края также не сформулированы и не установлены критерии оценки качества и социально-экономической эффективности пассажирских перевозок.

При отсутствии сформулированных определений, требований, параметров (числовых) и критериев качества и социально-экономической эффективности пассажирских перевозок, невозможно достижение поставленных задач в транспортных стратегиях.

Также невозможно дать объективную оценку результатам работы государственных органов, автотранспортных предприятий различных форм собственности и получаемым услугам населением.

Следовательно, необходимо разработать критерии оценки и качества пассажирский услуг в рамках следующих направлений: политика, экономика, социальная сфера, техническая сторона, экология.

При этом необходимо учитывать интересы, права и обязанности субъектов отношений в сфере услуг – пассажирских перевозок.

Разработка критериев должна быть сведена к единым математическим критериям – балльной оценке показателей качества пассажирских перевозок. После чего необходимо систематизировать имеющиеся формулы расчета показателей оценки эффективности и качества услуг и вывести новые формулы.

Разработка критериев оценки качества и социально-экономической эффективности, выраженная через бальную оценку результатов позволить привести к единому уровню качества пассажирских перевозок на всей территории России.

В результате в транспортной подотрасли – пассажирских перевозках будет улучшен уровень предоставляемых услуг предпринимателями; повышено качество и требовательность населения к получаемым услугам; а государственным (контрольным и надзорным) органам позволит оценивать работу предпринимателей и принимать меры воздействия к недобросовестным предпринимателем.

Список литературы

1. Правовой сервер «Консультант плюс». URL: www.consultant.ru

УДК 629.113

Л.А. Забелин, А.В. Камольцева
Сибирский федеральный университет

Автосервисы самообслуживания как элемент эффективной транспортной инфраструктуры

К важнейшим целям новой редакции Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 года относятся «формирование единого транспортного пространства России на базе сбалансированного опережающего развития эффективной транспортной инфраструктуры; обеспечение доступности и качества транспортных услуг для населения в соответствии с социальными стандартами; повышение уровня безопасности транспортной системы; снижение негативного воздействия транспортной системы на окружающую среду» [1].

Автомобильный транспорт играет важную роль в транспортной системе страны, обеспечивая значительную долю транспортно-логистических

© Забелин Л.А., Камольцева А.В., 2016

услуг как грузовых, так и пассажирских. Техническое состояние подвижного состава автомобильного транспорта оказывает существенное влияние на безопасность движения (транспортной системы), оказывает негативное воздействие на окружающую среду.

Количество автотранспортных средств с каждым годом существенно увеличивается. С ростом уровня автомобилизации растет и спрос на услуги по его техническому обслуживанию и ремонту. Для последнего десятилетия характерно бурное развитие дилерских автоцентров как для легковых автомобилей, так и для грузовых автомобилей и автобусов независимо от формы собственности и вида выполняемых перевозок. В настоящее время рынок автосервисных услуг достаточно широко представлен как сетью дилерских, так и независимых предприятий и латентным сектором услуг. Наличие последних обусловлено в значительной степени высоким уровнем цен в официально зарегистрированных и особенно дилерских центрах. Этому способствует кризис в экономике, сопровождающийся снижением уровня жизни большей части населения. Усугубляет ситуацию градостроительная политика, проводимая в настоящее время в крупных городах, связанная с ликвидацией частных гаражей, в которых традиционно проводили обслуживание и ремонт автотранспортных средств собственными силами социально незащищенные слои населения. В свою очередь, отсутствие необходимого обслуживания автотранспортных средств приводит к снижению уровня безопасности на дорогах и увеличивает давление на экологическую обстановку крупных городов.

В результате действия вышеперечисленных факторов появляются новые варианты и предложения, как сэкономить на эксплуатации своего автомобиля без ущерба для его технического состояния. Одно из таких предложений – это посты самообслуживания, где автовладелец за определенную плату может воспользоваться предоставленными услугами в течение заданного времени. В развитых странах Европы и Америки такая услуга распространена и действует уже несколько десятилетий. Сервисы самообслуживания пользуются популярностью у автовладельцев с шестидесятых годов прошлого века. Их доля постоянно растет и уже превышает 50 % от общей численности, вытесняя традиционные сервисы и автомойки.

В Канаде посты самообслуживания чаще всего располагаются в действующих автосервисах недалеко от жилых домов. Предоставляют подъемник, инструменты и прочее оборудование в аренду. Подъемник стоит около 20 долларов в час или около 200 долларов в сутки.

В Лондоне существует сеть сервисов круглосуточного самообслуживания Pitstart. Располагаются здания на автопарковках и в микрорайонах города. В зданиях имеются 20 постов с подъемниками и 5 постов без подъемников. Инструмент бесплатно под залог. Стоимость места – 10 фунтов в час. В Испании комплексы располагаются прямо в жилых домах.

В Америке самообслуживание на сегодняшний день является самой популярной услугой (международные исследования показывают, что около 75 % всех автовладельцев ремонтируют и моют автомобили самостоятельно). Это пункты, где, опустив жетон в монетоприемник, клиент получает доступ к пневмоинструменту или пистолету автомойки и выполняет работу по обслуживанию автомобиля самостоятельно. Располагаются сервисы на пришоссейных стоянках или АЗС.

В нашей стране данная идея так же реализована, но на более низком уровне. В советское время существовали здания для самообслуживания, на посты загоняли автомобиль под наблюдением ответственного рабочего, проводился инструктаж по технике безопасности и правилам пользования оборудованием, имелись раздевалки, душевые и туалеты, был установлен размер компенсации за поломанный инструмент. При возникновении затруднительных ситуаций можно обратиться к специалисту автосервиса. Помощь квалифицированного специалиста входила в стоимость аренды или же вовсе осуществлялась бесплатно.

Однако в 90-е годы спрос на такие автосервисы упал. Многие здания были переоборудованы в стандартные автосервисы или были снесены.

В настоящее время спрос на самообслуживание вновь растет, а предприятия с постами самообслуживания встречается нечасто.

В России большинство предложений на рынке – это частные гаражи и боксы, специализированные автосервисы предлагают место в аренду редко.

Существуют и фирмы, готовые установить быстровозводимый моечный комплекс самообслуживания полностью под ключ. Они реализовали свои проекты во многих городах. Так, за три года в г. Санкт-Петербурге было открыто порядка 10 моек самообслуживания. Их популярность среди автолюбителей растет, а до насыщения рынка еще очень далеко.

В г. Красноярске предложение по самообслуживанию автомобилей на данный момент также существует, но имеет значительные недостатки: отдаленность от жилых районов и проезжих частей; работает только в определенные дни и часы; отсутствует необходимый специальный инструмент или оборудования. Большинство предложений на рынке это частные гаражи и боксы, редко специализированные автосервисы предлагают место в аренду.

Таким образом, рынок данных услуг формируется стихийно, без определенной стратегии. При научно обоснованном подходе к градостроительной политике предприятия такого типа должны быть органично вписаны в городскую инфраструктуру, особенно в новых жилых микрорайонах.

С целью определения потребности в предприятиях самообслуживания автомобилей в г. Красноярске в 2015 г. был проведен опрос автовладельцев на автомобильном интернет-сайте [5].

На рис. 1–3 представлены результаты проведенного опроса.

Из опроса следует, что 30 % автовладельцев обслуживают свой автомобиль в проверенном автосервисе, а 28 % обслуживают самостоятельно.

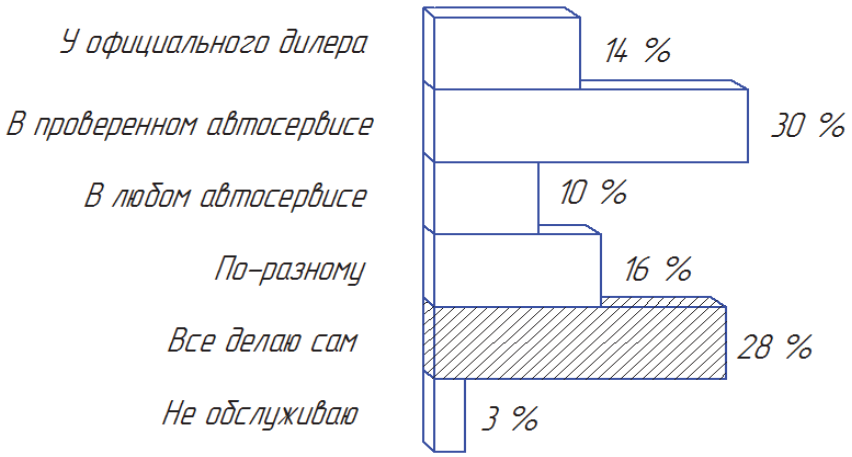


Рис. 1. Процентное соотношение ответов автовладельцев на вопрос о месте обслуживания личных автомобилей

Часто люди хотят и любят ремонтировать свой автомобиль самостоятельно, но сталкиваются с проблемами:

- нет помещения для ремонта (особенно актуально зимой);
- нет нужного инструмента или оборудования.

На вопрос «Будете ли Вы пользоваться сервисом самообслуживания?» больше 65 % автовладельцев ответили положительно (рис. 2).

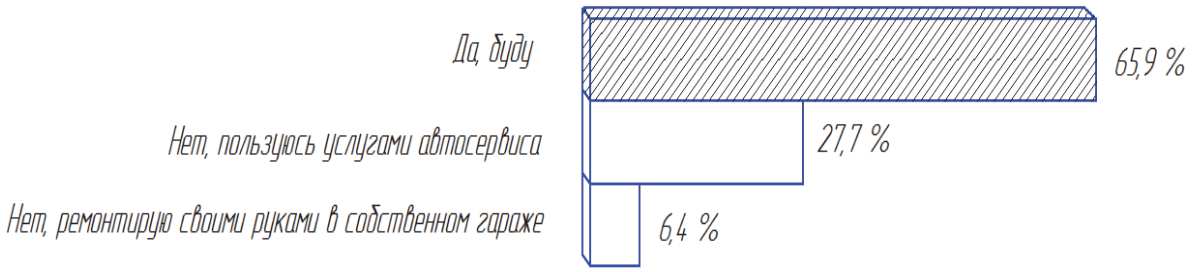


Рис. 2. Результат опроса автовладельцев, обслуживающих личные автомобили

На рис. 3 представлены результаты ответов на вопрос «Автомобили какого производства Вы будете обслуживать самостоятельно?»

Большая часть автовладельцев самостоятельно хочет обслуживать автомобили до 2000 года выпуска, преимущественно японского, корейско-

го и китайского производства. В основном это автомобили, имеющие достаточно большой срок службы, что может свидетельствовать о невысоком уровне доходов их владельцев. При этом автомобили могут быть как легковые для личного пользования, так и небольшие коммерческие (малого и особо малого класса). Востребована эта услуга и у людей, любящих провести время с удовольствием, имеющих опыт ремонта автомобилей и разбирающихся в его устройстве.

Рис. 3. Процентное соотношение автомобилей, которые автовладельцы будут обслуживать самостоятельно

Таким образом, для эффективного создания и использования данного сегмента автотранспортной инфраструктуры следует разработать научно обоснованные рекомендации по следующим направлениям:

1. Обоснование видов работ допустимых при выполнении методом самообслуживания с учетом квалификации исполнителей.

2. Определение емкости рынка данных услуг.

3. Разработка модели организации сети автосервисных предприятий самообслуживания автомобилей.

4. Эта работа будет проведена в дальнейших исследованиях.

Список литературы

1. Министерство транспорта Российской Федерации. URL: http://rosavtodor.ru/documents/transport-strategy-2030/–Загл. с экрана.

2. Автостат: автомобильная статистика. URL: http://www.autostat.ru/.

3. Красноярскстат: Федеральная служба государственной статистики по Красноярскому краю. URL: http://krasstat.gks.ru/.

4. Пит-Старт: Посты самообслуживания автомобилей. URL: http://pit-start.ru/.

5. Drom.ru: продажа автомобилей, отзывы, форумы, каталоги. URL: http://www.Drom.ru.

УДК 629.341
Р.М. Гусейнов, П.П. Евсеев
Сибирский федеральный университет

Экспериментальное исследование температурных полей ступиц и тормозных барабанов автобусов для определения их технического состояния с помощью тепловизора

До 30 % всех ДТП происходят из-за различных неисправностей автомобиля. К ним приводит отказы и неисправности отдельных узлов и агрегатов автомобиля [2]: тормозной системы – 47%; рулевого управления – 16 %; шин – 14%; осветительных приборов – 7 %; ходовой части – 6 %; других агрегатов – 10 %.

Можно сделать вывод, что наибольшее количество ДТП на дорогах происходит из-за неисправности тормозной системы. Тормозная система транспортного средства – важнейшая система, от исправности которой зависит уровень безопасности движения на дорогах.

Для определения состояния тормозной системы транспортного средства экспресс-методом возможно использовать тепловизор для получения термограмм.

Термограмма – это распределение интенсивности теплового излучения объекта, представляемое в виде изображения [3].

Температурное поле – это совокупность значений температуры во всех точках какой-либо пространственной области в данный момент времени.

Анализируя полученные термограммы, можно выявить неисправности, что ускорит выполнение диагностики, так как выполняется бесконтактно и позволит заблаговременно предупредить и устранить отказ.

Для получения термограмм использовался тепловизор и исследуемый объект: тормозные барабаны автобусов МАЗ 103, ЛиАЗ 5256.

В рамках моей диссертационной работы, было принято решение, совместно с моим руководителем, о проведении научного опыта. Основная цель которого, заключалась в получении статистических данных для дальнейшего их анализа.

Проведение экспериментального исследования было решено производить при температуре окружающего воздуха минус 25 ^{o}C, для повышения контрастности изображения в инфракрасном диапазоне. В ходе выполнения эксперимента все автобусы находились в равных условиях эксплуатации, измерениями было получено 160 термограмм из них 81 задних и 79 передних колёс.

Пример термограммы показан на рис. 1.

© Гусейнов Р.М., Евсеев П.П., 2016

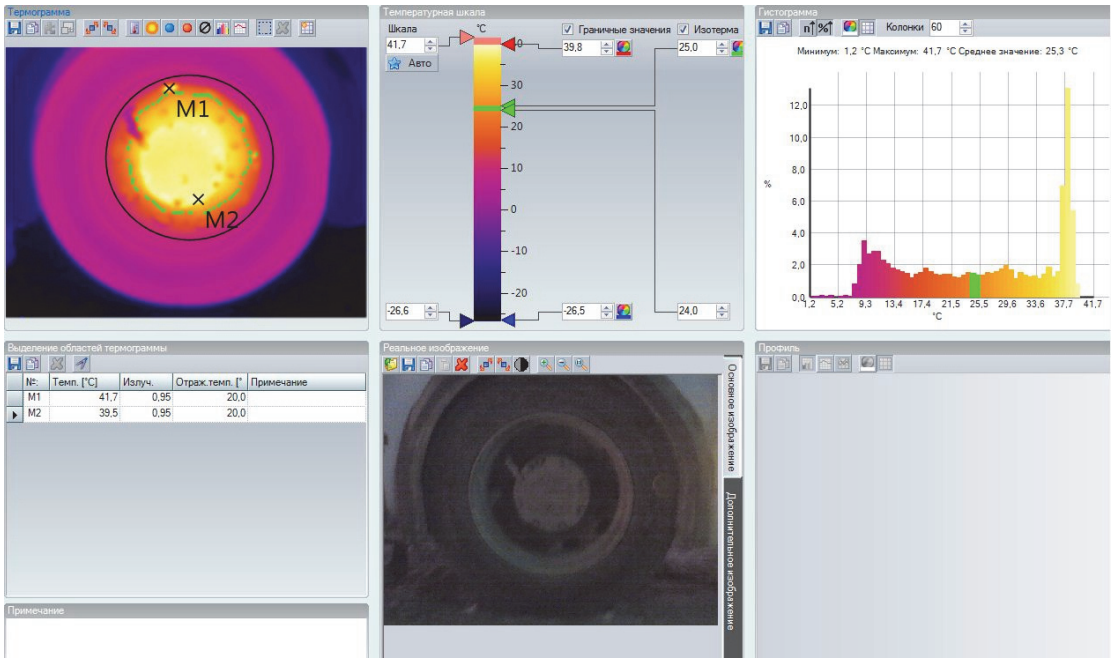


Рис. 1. Пример термограммы заднего колеса

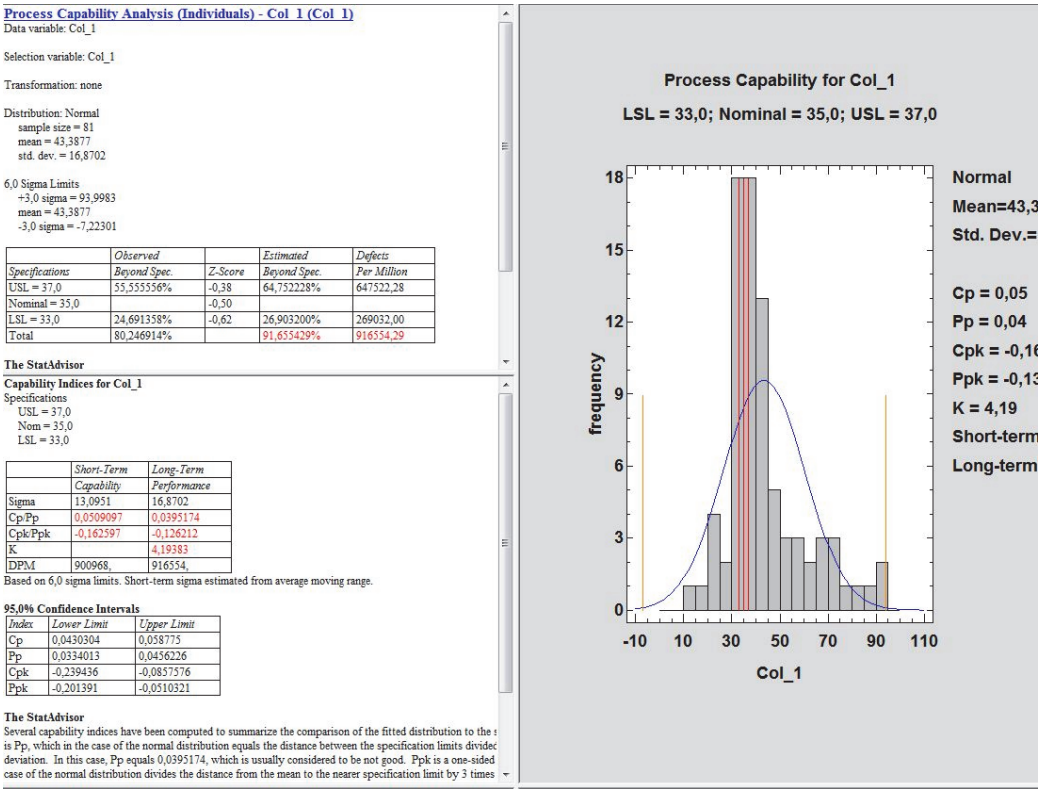


Рис. 2. Результаты обработки статистических данных температурных полей температур ступиц задних колес

По полученным данным с помощью пакета прикладных программ Statgraphics была построена гистограмма распределения температур ступиц задних и передних колес в массиве выборки, на рис. 2 и 3 соответственно.

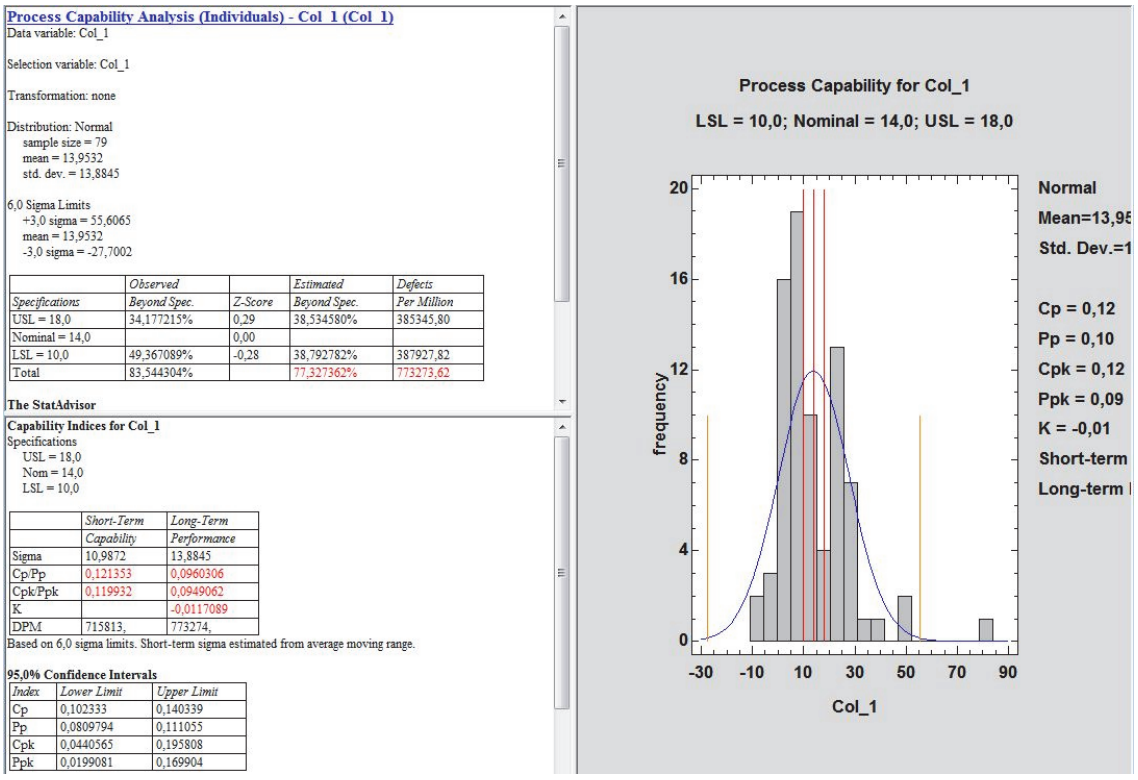


Рис. 3. Результаты обработки статистических данных температурных полей ступиц передних колес

Характерной особенностью условий проведения измерений является то, что исследуемые автобусы имели одинаковые условия движения перед проведением измерений температурных полей, поэтому отклонения температур от средних значений можно объяснить неправильной регулировкой тормозных механизмов.

По результатам проведения исследования можно сделать следующий вывод: По полученным вариационным рядам данных задних колес имеем 28 из 81 колес оказались перегретыми, что составляет 34,57 % и 27 из 79 передних колес 34,17 %. Это означает, что у ≈ 35% происходит повышенный износ ходовой/тормозной системы что снижает эффективность и стабильность торможения, сокращает эксплуатационные сроки и является одной из причин возникновения ДТП.

Список литературы

1. Бизюков О.К., Кардаков А.А. Средства для контроля теплового состояния деталей остова судовых дизелей // Журнал университета водных коммуникаций, 2009. Вып. 2. С. 83–90.

2. Вольченко А.И., Замора Ю.С. Барабанно-колодочные тормозные устройства. Львов, 1980.

3. Вавилов В.П. Инфракрасная термография и тепловой контроль. М., 2009.

УДК 622.692.4.053:624.13
Л.А. Хмара, В.Д. Мусийко
Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры
Национальный транспортный университет

Специальные землеройные машины непрерывного действия как средство восстановления надежной эксплуатации трубопроводных магистралей

В обеспечении надежности функционирования трубопроводных транспортных систем немаловажную роль играет своевременный и качественный ремонт трубопроводов. Риск отказов и аварий на магистральных трубопроводах должен быть сведен к нулю.

Вопрос в том, каким образом, с использованием какой техники и технологии возможно в самые сжатые сроки выполнить необходимые объемы работ по капитальному ремонту линейной части магистральных нефте- и газопроводов?

Расчеты специалистов российской акционерной компании «Транснефть» и ГП «Приднепровские магистральные нефтепроводы» (Украина) показали, что для выполнения капитального ремонта магистральных нефтепроводов РФ, а также Украины ремонтными колоннами, оснащенными современной техникой общестроительного назначения, понадобится порядка 80 лет. Это слишком большой срок. Отсюда вывод о том, что без создания и использования современной специализированной техники, разработки рациональной технологии ее использования решить эту проблему невозможно как в Российской Федерации, так и в Украине и в других странах мира. При этом следует иметь в виду, что одним из наиболее сдерживающих факторов увеличения темпов выполнения работ по капитальному ремонту магистральных трубопроводов являются низкие темпы выполнения земляных работ в технологическом процессе ремонта трубопровода. Такое положение вещей диктует необходимость создания принципиально новой землеройной техники непрерывного действия, использование которой позволит безопасно вести земляные работы на трубопроводах скоростным методом, минимизируя объемы грунта, разрабатываемые при вскрытии 1 пог. м трубопровода при его ремонте.

В 1994 г. работы по созданию новой техники были включены в российско-украинскую научно-техническую программу «Высоконадежный трубопроводный транспорт». Создание новой техники позволит решать не только проблемы общестроительного значения, но и даст мощный толчок развитию дорожно-строительного машиностроения как отрасли.

© Хмара Л.А., Мусийко В.Д., 2016

Выполненные исследования технологических возможностей известных конструкций землеройных машин непрерывного действия и анализ современного состояния магистральных нефте- и газопроводов в РФ, Украине и в мире, изношенных в целом больше чем на 70 % [1], показали наличие проблемы необходимости восстановления скоростными темпами надежной и безаварийной эксплуатации трубопроводов и создания новой техники для его обеспечения.

Научно-техническая проблема состоит в устранении несоответствия темпов выполнения земляных работ при капитальном ремонте трубопроводов темпам выполнения ремонтных работ.

Решение проблемы может быть осуществлено путем создания специальной землеройной техники непрерывного действия, использование которой позволит вести капитальный ремонт трубопроводов в траншее скоростным бесподъемным методом.

В разных странах мира практически одновременно построены сотни тысяч километров магистральных трубопроводов (только в Украине насчитывается приблизительно 40 тыс. км магистральных газопроводов и 5 тыс. км нефтепроводов [1, 2]. В РФ магистральных газопроводов – около 200 тыс. км, нефтепроводов – 49 тыс. км [3]). Гарантийные сроки их безопасной эксплуатации 25–30 лет. Для подавляющего большинства трубопроводов этот срок истек на 60–70 %, поэтому проблема обеспечения безаварийной эксплуатации предстала перед человечеством в полной мере [3]. Она может быть решена срочной заменой изношенных труб новыми, либо путем обеспечения скоростного и качественного капитального ремонта трубопроводов, что в 2–2,5 раза дешевле.

При современных темпах выполнения ремонтных, прежде всего земляных, работ на магистральных трубопроводах и уровне технического оснащения ремонтных колонн для сохранения в эксплуатационном состоянии современного парка магистральных нефте- и газопроводов нужно или в 6–8 раз увеличить количество ремонтных колонн, что связано с непомерными капиталовложениями, или во столько же раз повысить темпы выполнения работ путем оснащения ремонтных подразделений новой высокопроизводительной техникой. Последний вариант для РФ и Украины более приемлемый [4].

Технологии, когда земляные работы в зоне ремонта и открытия трубопроводов осуществляются бульдозерами и одноковшовыми экскаваторами [5] с последующим подъемом трубы из грунтового ложа с помощью трубоукладчиков, малопродуктивны, высокозатратны и могут провоцировать возникновение аварийных ситуаций с тяжелыми последствиями [3, 5].

В условиях растущих требований к решению вопросов экологии, скорости и безопасности выполнения ремонтных работ, при многократном увеличении прямых и косвенных затрат на ликвидацию последствий ава-

рий на линейной части магистральных трубопроводов следует считать целесообразным создание новых технических средств высокой производительности и разработку новой технологии безопасного выполнения ремонтных работ на трубопроводах. Их создание и использование должно обеспечить проведение капитального и выборочного ремонта действующих нефте- и газопроводов без подъема трубы с грунтового ложа без нарушения линии их исходного залегания на прямых и радиусных участках в плане, при наличии продольных и поперечных уклонов местности и без использования промежуточных опор. Использование машин должно обеспечить паритет скоростей выполнения различных технологических операций ремонта без подъема трубы относительно линии ее исходного залегания.

Создание современных землеройных машин непрерывного действия базируется на использовании фундаментальных теоретических закономерностей их рабочих процессов, установленных различными авторами и в разное время [5–8]. Это позволило создать многочисленные известные конструкции траншейных машин с роторным и цепным рабочим оборудованием.

Создание высокоэффективных землеройных машин для работы на трубопроводах требует решения нескольких специфических задач. Прежде всего это касается решения вопроса синтеза конструкций специальных землеройных машин, способных эффективно и безопасно разрабатывать грунт на прямых и криволинейных в плане участках трубопроводов на заданном расстоянии от трубы и без передачи нагрузок на трубу. Необходимость обеспечения высоких скоростей выполнения земляных работ на трубопроводах, в том числе в переувлажненных липких глинистых и суглинистых грунтах, требовала доказательств возможностей реализации в рабочих органах землеройных машин непрерывного действия различных скоростей разработки грунта и его разгрузки за счет интенсификации процессов разгрузки, определение основных параметров и рациональных режимов работы интенсификаторов разгрузки как средства обеспечения необходимой производительности работы машин. Создание необходимых машин для выполнения земляных работ при капитальном ремонте трубопроводов побудило к поиску способа и режимов обеспечения сооружения за один проход машины в траншее под отремонтированным трубопроводом грунтовой опоры необходимой прочности, обеспечивающей выполнение ремонта трубы бесподъемным способом, без нарушения положения линии исходного залегания трубопровода.

Разработка алгоритма автоматического управления безопасным перемещением землеройных машин в режиме копания грунта вдоль трубопровода и успешное решение вышеприведенных задач, позволили разработать новые технические решения конструкций специальных землеройных машин, а также сменного оборудования к одноковшовым экскаваторам и обосновать рациональные технологические схемы их использования [9–11].

Создание машин позволило практически **реализовать научную идею** обеспечения соответствия темпов выполнения земляных работ темпам выполнения ремонтных работ на трубопроводах и обеспечить необходимый уровень безопасности выполнения ремонтных работ. Выбор рациональных конструктивных и кинематических параметров рабочего оборудования и землеройных машин в целом осуществлен путем анализа результатов исследований их математических и физико-математических моделей.

Силовые и энергетические параметры нагружения машин и рабочего оборудования определены по результатам выполнения экспериментальных исследований как физических моделей, так и натурных образцов машин. В процессе испытаний доказана объективность технических решений, адекватность теоретических моделей, оценены технические и технологические возможности машин и их соответствие действующим ведомственным строительным нормам и государственным стандартам.

В результате проведенных исследований создан ряд новых усовершенствованных специальных землеройных машин непрерывного действия для капитального ремонта трубопроводов. Машины сертифицированы Центром сертификации объектов нефтегазового комплекса (Украина, г. Днепропетровск). Серийное производство машин налажено на ГП «Завод им. В.А. Малышева» (г. Харьков, Украина). Выпускаются разные по технологическому назначению машины. Прежде всего, это машина послойной разработки и рекультивации плодородных грунтов при выполнении капитального ремонта магистральных трубопроводов [12, 13], МПРГ-1М, рис. 1.

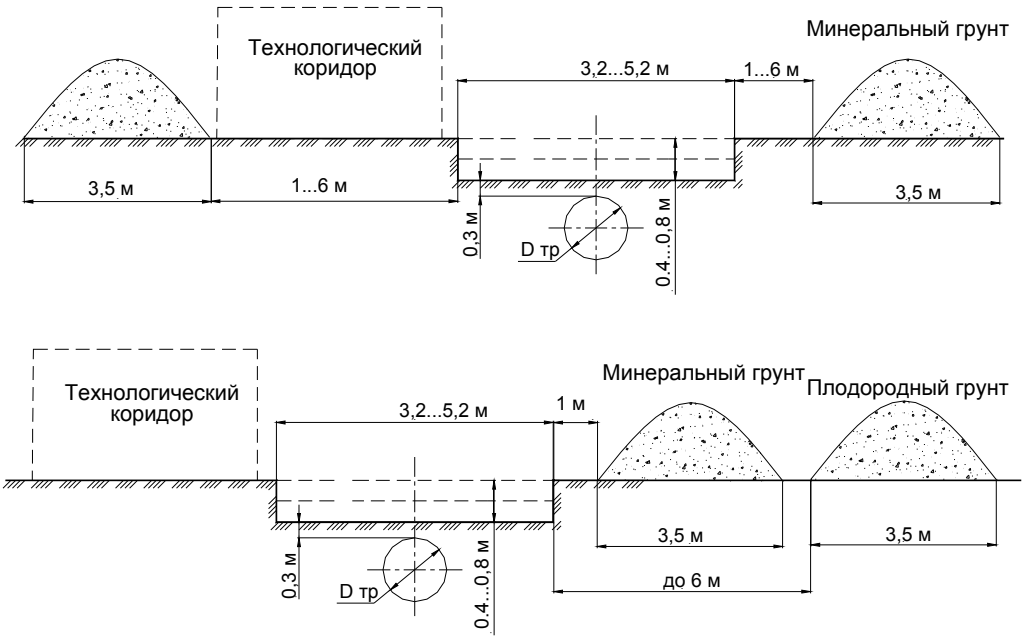
Назначение машины заключается в разработке над трубопроводом, подлежащем ремонту, плодородного слоя грунта заданной толщины и ширины и складировании его в отдельный бруствер сбоку, на заданном расстоянии от образованной выемки. В процессе работы снимаются поперечные наклоны рельефа местности над трубой, перемещение плодородного грунта осуществляется без его перемешивания с минеральным. При копании грунта исключается перемещение машины поперек трубопровода.

Раскрытие трубопровода сверху и с обеих сторон трубы осуществляется специальной машиной МВТ-2М [14, 15], рис. 2.

Используя автоматический электронный контроль максимального отклонения рабочего органа от оси трубопровода, не превышающего ± 50 мм от оси трубы, машина обеспечивает раскрытие трубопровода и создание оптимальных условий для работы подкапывающей машины, перемещаясь вдоль трубопровода в режиме копания грунта в соответствии разработанного алгоритма управления рабочим процессом.

Во время работы машины МВТ-2М объем разрабатываемого грунта в забое уменьшается на 35–45 %, а производительность увеличивается в 5–7 раз по сравнению с раскрытием трубопровода одноковшовым экскаватором.

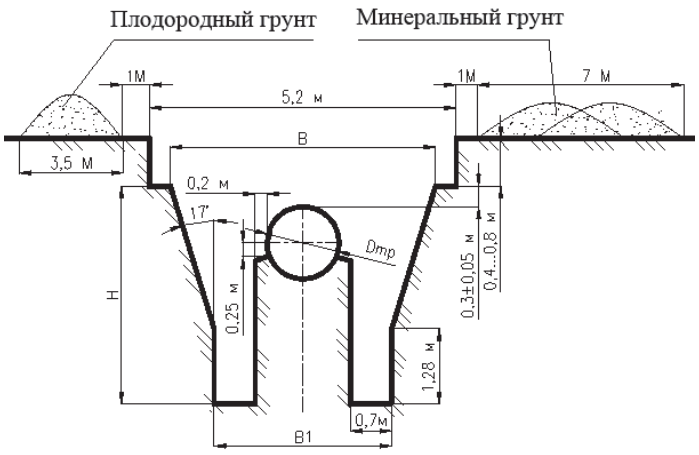
а



б

Рис. 1. Машина МПРГ-1М: *а* – вид машины; *б* – схема рабочего процесса

а

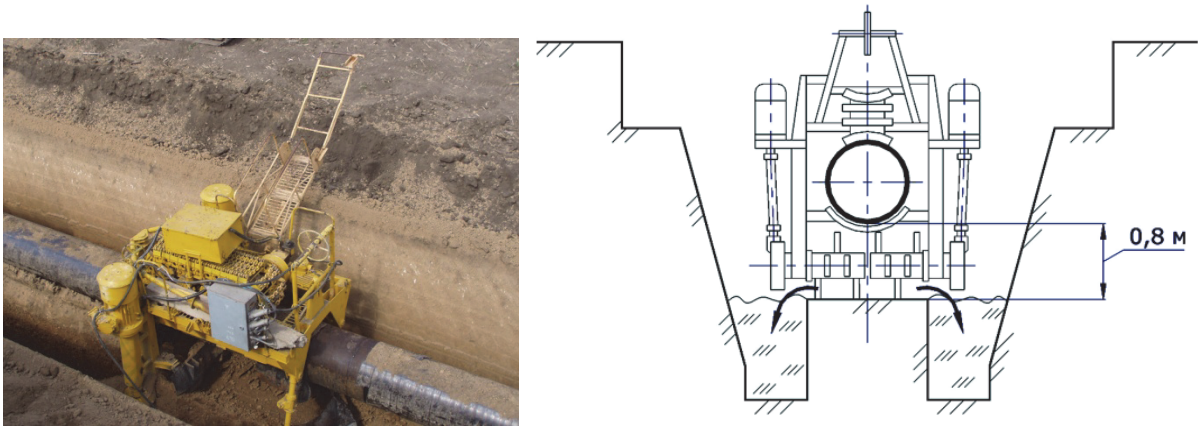


б

Рис. 2. Машина МВТ-2М: *а* – вид машины; *б* – схема рабочего процесса

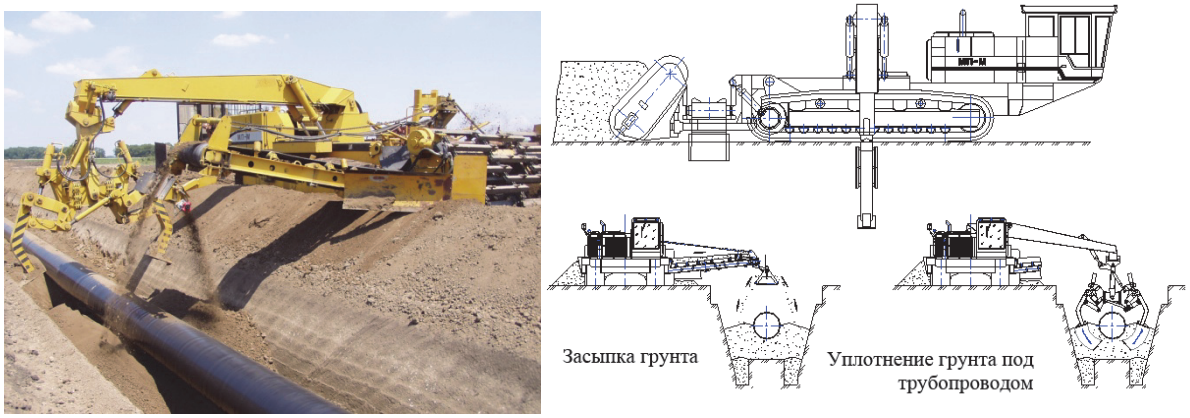
Роторная подкапывающая машина МПР-1М [16, 17] перемещается в режиме копания грунта под трубой собственно по самому трубопроводу, обеспечивая разработку грунта и перемещая его в приямки вдоль ремонтируемого трубопровода. В процессе работы машина полностью раскрывает трубопровод по периметру на прямых и криволинейных его участках, обеспечивая свободное прохождение по трубопроводу очистной и изоляционной машин, рис. 3.

Машина для засыпки и уплотнения грунта под трубопроводом МП-М [18, 19], рис. 4, предназначена для дозированной засыпки грунта из отвала под отремонтированный трубопровод и равномерного уплотнения его в процессе сооружения опоры из уплотненного грунта под трубой. Наличие грунтовой опоры обеспечивает выполнение капитального ремонта трубопровода бесподъемным методом. Степень уплотнения грунта 0,96 $\sigma_в$, равномерное уплотнение осуществляется за один проход машины вдоль трубопровода.



а *б*

Рис. 3. Машина МПР-1М: *а* – вид машины; *б* – схема рабочего процесса



а *б*

Рис. 4. Машина МП-М: *а* – вид машины; *б* – схема рабочего процесса

Выводы

1. Техническая производительность земляных работ при выполнении капитального ремонта магистральных трубопроводов с использованием специальной землеройной техники после ее модернизации в зависимости от диаметра трубопровода и грунтовых условий составляет 80–120 пог. м/час.

2. Главное преимущество созданной специальной землеройной техники и технологии заключается в том, что появляется возможность безопасного, на расстоянии от трубы 200 ± мм, синхронного перемещения с заданной скоростью всех машин технологической колонны вдоль трубопровода при выполнении ремонта, устраняются противоречия между темпами выполнения земляных и ремонтных работ.

3. Исключена потребность в дополнительной поддержке или подъеме трубы в процессе ее ремонта, оснащении ремонтных подразделений дорогими трубоукладчиками, на порядок повышается безопасность выполнения земляных и в целом ремонтных работ.

Список литературы

1. Укратрансгаз». URL: http://utg.ua.

2. Укртранснафта». URL: http://www.ukrtransnafta.com/ua/.

3. Василенко С.К., Быков А.В., Мусийко В.Д. Технология и комплекс технических средств для капитального ремонта магистральных нефтепроводов без подъема трубы // Трубопроводный транспорт нефти. М., 1994. № 2. С. 25–28.

4. Василенко С.К., Стецькив М.В., Мусийко В.Д. Скоростной капитальный ремонт магистральных трубопроводов // Нефть и газ. 2004. № 9. С. 42–43.

5. Машини для земляних робіт / Л.А. Хмара, С.В. Кравець та інші. – Харків, 2014.

6. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Интенсификация земляных работ в дорожном строительстве. М., 1983.

7. Гарбузов З.Е., Донской В.М. Экскаваторы непрерывного действия. М., 1971.

8. Мусійко В.Д. Екскаватори поздовжнього копання. К., 2008.

9. ВБН В.3.1-320.20077720.01–2001. Технология капитального ремонта магистральных трубопроводов диаметром 530–1220 мм с заменой изоляции без подъема трубопровода с применением комплекса машин повышенной производительности.

10. Кумылганов А.С. Совершенствование техники и технологии капитального ремонта магистральных нефтепроводов АК «Транснефть» // Трубопроводный транспорт нефти. 1998. Специальный выпуск. С. 35–38.

11. Сощенко А.Е. Машины для капитального ремонта нефтепроводов // Трубопроводный транспорт нефти. 2008. № 1. С. 40–44.

12. Патент на изобретение 2129193 Российская Федерация, МПК6 E02F5/06. Машина для послойной разработки грунта / Быков А.В., Василенко С.К., Коваль А.Б., Мусийко В.Д. [и др.]; заявители и патентообладатели АО открытого типа АК «Транснефть» (RU); Предприятие Приднепровских магистральных нефтепроводов (UA); ООО Научно-исследовательский и технический центр «Ротор» (UA). № 97106689/03; заявл. 06.05.1997; опубл. 20.04.1999.

13. Patent 1013834 European, Int.Cl. (2006.01) E02F 1/00, E02F 5/10. Machine for digging into the lower layers of the ground / Alexandr V. Bykov, Stanislav K. Vasilenko, Andrei B. Koval, Alexandr S. Kumylganov, Efim A. Kushnir, Jury M. Mamontov, Aly A. Movchan, Vladimir D. Musiiko, Valery D. Chernaev, Viktor I. Yakovlev. № 98926026.0; Date of filing 06.05.1998; Date of publ. 26.04.2006, Bul. 2006/2612.

14. Патент на изобретение 2112841 Российская Федерация, МПК6 E02F5/10. Машина для вскрытия трубопровода и рабочий орган / Быков А.В., Василенко Мусийко В.Д. [и др.] ; заявители и патентообладатели Акционерное общество открытого типа АО открытого типа АК «Транснефть» (RU); Предприятие приднепровских магистральных нефтепроводов (UA); ООО Научно-исследовательский и технический центр «Ротор» (UA) – № 97100274/03; заявл. 09.01.1997; опубл. 10.06.1998.

15. Patent 2280831 Canada. Machine for uncovering a pipeline and operating element / Bykov Alexandr V., Vasilenko Stanislav K., Dzhardzhimanov Alexandr S., Ibragimov Marat Sh., Kumylganov Alexandr S., Mamontov Jury M., Movchan Aly A., Musiiko Vladimir D., Reshetnikov Vladimir D., Chernaev Valery D., Yakovlev Viktor I. Date of publ. 21.11.2000

16. Патент на изобретение 2114253 Российская Федерация, МПК6 E02F5/10, B62D55/27. Машина для подкопа трубопровода и гусеничное ходовое устройство / Быков А.В., Василенко С.К., Коваль А.Б., Мусийко В.Д. [и др.]; заявители и патентообладатели АО открытого типа АК «Транснефть» (RU); Предприятие приднепровских магистральных нефтепроводов (UA); ООО Научно-исследовательский и технический центр «Ротор» (UA) – № 96119082/03; заявл. 25.09.1996; опубл. 27.06.1998.

17. Patent 220551 Hungary Int.C7. E02F 5/04, E02F 5/10. Machine for digging under pipes and caterpillar traction device / Alexandr V. Bykov, Stanislav K. Vasilenko, Dzhardzhimanov Alexandr S., Ibragimov Marat Sh., Andrei B. Koval, Alexandr S. Kumylganov, Jury B. Leichenko, Vladimir D. Musiiko, Vasiliy I. Savenok, Valery D. Chernaev, Viktor I. Yakovlev. – Date of publ.. 28.03.2002

18. Патент 2135699 Российская Федерация, МПК^6 E02F 5/22 , E02D 3/046. Способ и устройство для подбивки трубопровода грунтом из отвала, оборудование для уплотнения грунта под трубопроводом и грунтоуплотняющий механизм / Быков А.В., Василенко С.К., Коваль А.Б., Мусийко В.Д.,

[и др.]; заявитель и патентообладатель АО открытого типа АК «Транснефть» « (RU); Предприятие Приднепровских Магистральных Нефтепроводов (UA); ООО Научно-Исследовательский и Технический Центр «Ротор» (UA) – № 98112438/03; заявл. 27.06.1997; опубл. 27.08.99, Бюл. № 24.

19. Patent 6418646 United States of America, Int.Cl.[7] E02F 5/10, E02D. Apparatus and method for padding the ground below a duct using excavated soils, equipment for compacting soil below a duct, and a soil-compacting mechanism / Bykov Alexandr V., Vasilenko Stanislav K., Koval Andrei B., Kumylganov Alexandr S., Leichenko Jury B., Mamontov Jury M., Movchan Aly A., Musiiko Vladimir D., Chernaev Valery D., Yakovlev Viktor I. Date of publ. 16.07.2002

ОРГКОМИТЕТ КОНФЕРЕНЦИИ

Председатель	**Ваганов Евгений Александрович** – ректор Сибирского федерального университета (СФУ), академик РАН
Сопредседатель	**Еремин Сергей Васильевич** – министр транспорта Красноярского края, кандидат технических наук
Заместители председателя	**Ситников Юрий Михайлович** – генеральный секретарь Международной ассоциации автомобильного и дорожного образования, профессор МАДИ**;** **Цышук Вячеслав Владимирович** – руководитель Управления автомобильных дорог по Красноярскому краю**,** кандидат технических наук; **Ким Игорь Вадимович** – заместитель главы города Красноярска, руководитель Департамента транспорта администрации г. Красноярска
Ученый секретарь	**Блянкинштейн Игорь Михайлович** – доктор технических наук, заведующий кафедрой «Транспорт» ПИ СФУ
Технический секретарь	**Воеводин Евгений Сергеевич** – кандидат технических наук, доцент кафедры «Транспорт» ПИ СФУ
Ответственный редактор сборника научных трудов	**Минин Виталий Васильевич –** доктор технических наук, член-корреспондент Российской инженерной академии, профессор кафедры «Транспортные и технологические машины» ПИ СФУ
Члены оргкомитета	**Зяблов Сергей Филиппович** – член комитета по промышленности и вопросам жизнеобеспечения Законодательного собрания Красноярского края, академик Международной академии инвестиций и экономики строительства; **Семенов Леонид Борисович** – директор регионального объединения работодателей автомобильного и городского электрического транспорта «Транспортный союз Красноярского края»; **Глухих Руслан Сергеевич** – консультант Министерства транспорта Красноярского края; **Пыжев Игорь Сергеевич** – кандидат экономических наук, доцент кафедры «Экономическая теория» ИЭУиП СФУ; **Серватинский Вадим Вячеславович** – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Автомобильные дороги и городские сооружения» ИСИ СФУ; **Фадеев Александр Иванович** – кандидат технических наук, доцент кафедры «Транспорт» ПИ СФУ; **Павлов Владимир Павлович** – доктор технических наук, профессор кафедры «Транспортные и технологические машины» ПИ СФУ; **Булгаков Николай Федорович** – доктор технических наук, профессор кафедры «Транспорт» ПИ СФУ**;** **Катаргин Владимир Николаевич** – кандидат технических наук, профессор кафедры «Транспорт» ПИ СФУ.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

1. **Абубакаров Абдуллахи Ярагиевич,** кандидат педагогических наук, доцент, организация: Астраханский государственный технический университет, E-mail: abdullahi.48@mail.ru.

2. **Авдеев Роман Михайлович**, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Транспорт и технологические машины», организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: tor.77@bk.ru.

3. **Аксёнчиков Александр Александрович**, старший преподаватель кафедры «Управление эксплуатационной работой», организация: Белорусский государственный университет транспорта, E-mail: aksen-72@tut.by.

4. **Алдошир Дмитрий Николаевич**, аспирант, организация: Российский государственный аграрный университет – МСХА им. К.А. Тимирязева, E-mail: cxm.msau@yandex.ru.

5. **Алехин Алексей Сергеевич**, преподаватель, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: twoas@ngs.ru.

6. **Альмохаммад Альнайеф Мохаммад,** организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: mr.omar10@mail.ru.

7. **Андреева Лидия Семеновна**, старший преподаватель, организация: Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова, E-mail: lidia_1955@mail.ru.

8. **Анисимов Евсей Евсеевич**, спец. звание магистр-инженер, старший преподаватель кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта и автосервис», организация: Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова, E-mail: Evsei_mexx@mail.ru.

9. **Ардуванова Флюза Фанисовна**, кандидат педагогических наук, доцент кафедры математики, организация: Башкирский государственный аграрный университет, E-mail: Fluza.arduvanova@yandex.ru.

10. **Артеменко Андрей Иванович**, преподаватель, заведующий кафедрой «Техническое обслуживание автомобилей», организация: Бендерский политехнический филиал Приднестровского государственного университета им. Т.Г. Шевченко, E-mail: kafedra-at@bpfpgu.ru.

11. **Артёменко Вячеслав Александрович**, аспирант кафедры «АвиаГСМ», организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: dcdow@mail.ru.

12. **Асриян Сурен Ашотович**, магистрант, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, E-mail: Surivan@bk.ru.

13. **Ахмедов Абдурахман Паттахович**, кандидат физико-математических наук, доцент, организация: Ташкентский автомобильно-дорожный институт.

14. **Баловнев Владилен Иванович**, доктор технических наук, профессор кафедры «Дорожно-строительные машины», заслуженный деятель науки и техники Российской Федерации, действительный член Российской академии транспорта, почетный профессор Сианьского университета транспорта и коммуникаций (КНР), организация: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, E-mail: vibalovnev@mail.ru.

15. **Бандюк Николай Вячеславович**, ассистент, организация: Белорусский государственный университет транспорта, E-mail: nv80@tut.by.

16. **Батищева Оксана Михайловна**, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Транспортные процессы и технологические комплексы», организация: Самарский государственный технический университет, E-mail: omb@list.ru.

17. **Бегунов Олег Борисович**, студент, организация: Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, E-mail: irom84@mail.ru.

18. **Безотеческих Николай Сергеевич**, старший преподаватель кафедры «Организация и безопасность движения», организация: Курганский государственный университет, E-mail: nikbezz@mail.ru.

19. **Бекмагамбетова Ботагоз Кожакперовна**, магистрант факультета «Автомобильный транспорт», организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: oputb-11z1-2@mail.ru.

20. **Белодед Александр Сергеевич**, магистрант, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: saveliev_sergval@mail.ru.

21. **Бердников Илья Егорович**, аспирант кафедры «Строительные и дорожные машины», организация: Забайкальский государственный университет, E-mail: berdnikov_ie@mail.ru.

22. **Биченов Георгий Феликсович**, студент, организация: Самарский государственный технический университет.

23. **Блянкинштейн Игорь Михайлович,** доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Транспорт», организация: Сибирский федеральный университет, генеральный директор ООО «УНИК-АВТО», E-mail: .

24. **Бойко Александр Владимирович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт», организация: Иркутский национальный исследовательский технический университет, E-mail: veator@rambler.ru.

25. **Борисенко Александр Николаевич**, кандидат технических наук, доцент, и.о. зав. кафедрой «Автомобильный транспорт и машиностроение», организация: Хакасский технический институт – филиал Сибирского федерального университета, E-mail: aiah@mail.ru.

26. **Боровик Виталий Витальевич**, кандидат технических наук, доцент, организация: Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет, E-mail: Borovikvv70@mail.ru.

27. **Боровик Виталий Сергеевич**, доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильные дороги», председатель, организация: Научно-технический экспертный совет при главе Волгограда, E-mail: borovikv@mail.ru

28. **Борщенко Ярослав Анатольевич**, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Организация и безопасность движения», организация: Курганский государственный университет, E-mail: yri-gus@yandex.ru.

29. **Бочков Николай Николаевич**, аспирант кафедры «Строительные материалы и технологии строительства», организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: bochkov100780@yandex.ru.

30. **Букреев Александр Борисович**, старший преподаватель кафедры СК и ИС, организация: Южно-Уральский государственный университет, E-mail: bukreev_ab@mail.ru.

31. **Булатов Сергей Владимирович**, аспирант кафедры технической эксплуатации и ремонта автомобилей, организация: Оренбургский государственный университет, E-mail: bul.sergey2015@yandex.ru.

32. **Булгаков Николай Федорович,** доктор технических наук, профессор, организация: Сибирский федеральный университет.

33. **Бурый Григорий Геннадьевич**, преподаватель, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: saveliev_sergval@mail.ru.

34. **Быков Илья Сергеевич,** магистрант, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: bykov-ilya@mail.ru.

35. **Быков Эдурд Владимирович**, заместитель генерального директора по пассажирской работе, организация: ОАО «Краспригород», E-mail: bykov@kraspg.ru.

36. **Вайнштейн Исаак Иосифович,** кандидат физико-математических наук, профессор, организация: Институт космических и информационных технологий СФУ, E-mail: IVainshtein@sfu-kras.ru.

37. **Вайнштейн Юлия Владимировна**, кандидат технических наук, доцент, организация: Институт космических и информационных технологий СФУ.

38. **Варзин Евгений Игоревич,** старший преподаватель, организация: Владимирский государственный университет, E-mail: nem82@mail.ru.

39. **Веригин Юрий Алексеевич**, доктор технических наук, профессор кафедры ТиМС, организация: Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, E-mail: xvergin2005@mail.ru.

40. **Веригина Янина Юрьевна**, старший преподаватель кафедры ТГВ, организация: Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, E-mail: xvergin2005@mail.ru.

41. **Вершинин Александр Владимирович**, директор филиала г. Кемерово, организация: Общество с ограниченной ответственностью «КОР-РУС-Техникс», E-mail: a986@mail.ru.

42. **Витвицкий Евгений Евгеньевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Организация перевозок и управление на транспорте», организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: kaf_oput@sibadi.org.

43. **Вихрев Александр Владимирович**, кандидат технических наук, доцент, организация: Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых, E-mail: User1268@gmail.com.

44. **Власов Юрий Алексеевич**, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобили и тракторы», организация: Томский государственный архитектурно-строительный университет, E-mail: yury2006@yandex.ru.

45. **Внуков Илья Андреевич**, магистр, организация: Тульский государственный университет, E-mail: ev241173@rambler.ru.

46. **Волгина Кристина Михайловна**, студентка, организация: Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королева.

47. **Волков Евгений Владимирович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Техническая эксплуатация и сервис транспортно-технологических машин», организация: Тихоокеанский государственный университет, E-mail: 375199@mail.ru.

48. **Воскресенская Тамара Петровна**, доктор технических наук, профессор, организация: Сибирский государственный индустриальный университет, E-mail: tpvoskr@yandex.ru.

49. **Воскресенский Игорь Владимирович**, кандидат технических наук, доцент, организация: Уральский государственный университет путей сообщения, E-mail: wwti@mail.ru.

50. **Галдин Владимир Николаевич**, соискатель, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: galdin_ns@sibadi.org.

51. **Галдин Николай Семёнович**, доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: galdin_ns@sibadi.org.

52. **Галдина Вера Дмитриевна**, кандидат технических наук, доцент, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: galdin_ns@sibadi.org.

53. **Ганичев Александр Иванович**, кандидат технических наук, доцент кафедры ТК и ТП, E-mail: ganichev-163@mail.ru.

54. **Герасимов Сергей Николаевич**, кандидат технических наук, доцент, организация: Братский государственный университет, E-mail: sdm_gerasimov@rombler.ru.

55. **Глушенкова Елена Валерьевна**, студент, организация: Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королева, E-mail: lena16081994@rambler.ru.

56. **Глушков Сергей Павлович**, доктор технических наук, профессор кафедры «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин», организация: Сибирский государственный университет путей сообщения, E-mail: rcpl@ngs.ru.

57. **Головных Николай Витальевич,** кандидат химических наук, ведущий инженер, организация: Институт геохимии СО РАН, E-mail: Golovnykh_nv@mail.ru.

58. **Горянский Кирилл Николаевич**, магистрант, организация: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, E-mail: kenny_410@mail.ru.

59. **Горячев Вадим Петрович**, старший преподаватель кафедры экономических теорий ИЭУиП, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: 941632@mail.ru.

60. **Гринченко Александр Викторович**, кандидат технических наук, доцент кафедры управления автотранспортом, организация: Липецкий государственный технический университет, E-mail: kafedrauat@mail.ru.

61. **Гришко Григорий Сергеевич,** кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные машины и роботы», организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: ggrishko@ sfu-kras.ru.

62. **Громов Павел Андреевич**, аспирант кафедры «Автомобильные дороги и городские сооружения», инженер, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: oiuy0987@mail.ru.

63. **Грушевский Алексей Иванович**, кандидат технических наук, профессор, организация: Сибирский федеральный университет.

64. **Губарь Олег Николаевич**, кафедра ТиТМ, организация: Сибирский федеральный университет.

65. **Гурова Елена Викторовна**, кандидат технических наук, доцент, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: gurova-ev@mail.ru.

66. **Гусев Геннадий Аркадьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей», организация: Калининградский государственный технический университет, E-mail: gena.gysev@mail.ru.

67. **Гусельников Юрий Анатольевич**, доцент кафедры «Организация и безопасность движения», организация: Курганский государственный университет, E-mail: yri-gus@yandex.ru.

68. **Гуськов Сергей Юрьевич,** кандидат технических наук, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: guskov_gs@list.ru.

69. **Данилов Роман Геннадьевич,** кандидат технических наук, заведующий отделом нормативно-технической документации по ВАТ, организация: Государственный научный центр Российской Федерации Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ», E-mail: romdanilov@mail.ru.

70. **Дахно Олег Александрович,** магистр, аспирант, организация: Преднепровская государственная академия строительства и архитектуры, E-mail: olegdakhno@gmail.com.

71. **Денисов Илья Владимирович**, кандидат технических наук, доцент, организация: Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых, E-mail: denisoviv@mail.ru.

72. **Деянышев Вадим Викторович**, генеральный директор, организация: ООО «Айти. Ведомственные системы», E-mail: VDeyanyshev@it.ru.

73. **Дзюбан Сергей Викторович**, инженер, организация: Общество с ограниченной ответственностью «Русский сертификационный центр», E-mail: d.sergey@russiancert.ru.

74. **Дмитриев Владимир Анатольевич**, кандидат технических наук, доцент, организация: Сибирский федеральный университет.

75. **Добровидов Артем Александрович**, аспирант, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: dsfghost@mail.ru.

76. **Дубовский Дмитрий Викторович**, аспирант кафедры «Строительные и дорожные машины», организация: Забайкальский государственный университет.

77. **Емелин Вячеслав Иванович**, кандидат технических наук, профессор, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: emelinvi07@list.ru.

78. **Еремин Сергей Васильевич**, кандидат технических наук, министр, Министерство транспорта Красноярского края, E-mail: Info@mintrans24.ru.

79. **Жижаев Анатолий Михайлович,** кандидат технических наук, заведующий лабораторией, организация: Институт химии и химической технологии Сибирского отделения Российской Академии наук, E-mail: zhyzhaev@icct.ru.

80. **Жуков Виктор Ильич**, кандидат технических наук «Автомобильные дороги», профессор кафедры автомобильных дорог и городских сооружений, профессор кафедры автомобильных дорог и городских сооружений, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: zhukov-41@mail.ru.

81. **Задгенизов Антон Викторович**, кандидат технических наук, доцент кафедры менеджмента и логистики на транспорте, организация: Иркутский Национальный исследовательский технический университет, E-mail: azedgen@gmail.com.

82. **Задорожин Леонид Константинович**, студент, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: twoas@ngs.ru.

83. **Закиров Марат Фанилевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Строительные и дорожные машины», организация: Ижевский государственный технический университет им. М.Т. Калашникова, E-mail: maratzf@yandex.ru.

84. **Закревская Любовь Владимировна**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Строительное производство», организация: Владимирский государственный университет, E-mail: sp_vlgu@mail.ru,petunis@yandex.ru.

85. **Замешаев Николай Сергеевич**, аспирант кафедры «Строительные и дорожные машины», организация: Забайкальский государственный университет, E-mail: nikozam-zns@mail.ru.

86. **Засорина Галина Дмитриевна**, студент, организация: Волгоградский государственный архитектурно строительный университет, E-mail: gzas93@newmail.ru.

87. **Зедгенизов Антон Викторович,** кандидат технических наук, доцент кафедры менеджмента и логистики на транспорте, организация: НИ Иркутский государственный технический университет, E-mail: azedgen@gmail.com.

88. **Зедгенизов Виктор Георгиевич**, доктор технических наук, профессор, организация: НИ Иркутский государственный технический университет, E-mail: vigez@istu.edu.

89. **Зеер Владимир Андреевич**, кандидат технических наук, зав. кафедрой «Транспортные и технологические машины», организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: zeer.vladimir@mail.ru.

90. **Зеньков Сергей Алексеевич**, кандидат технических наук, доцент, декан, организация: Братский государственный университет, E-mail: mf@brstu.ru.

91. **Зинченко Надежда Дмитриевна**, студент магистратуры, организация: Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет, E-mail: Nadinka1609@yandex.ru.

92. **Зубков Анатолий Федорович**, доктор технических наук, профессор кафедры «Городское строительство и автомобильные дороги», организация: Тамбовский государственный технический университет, E-mail: gsiad@mail.tambov.ru.

93. **Зырянова Светлана Анатольевна**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Информационные технологии», организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, e-mail: juliya5505@ mail.ru.

94. **Зяблов Сергей Филиппович**, почетный профессор Красноярского государственного технического университета, академик Международной академии инвестиций и экономики строительства (МАИЭС), депутат,

Законодательное Собрание Красноярского края, Комитет по промышленности и вопросам жизнеобеспечения, e-mail: zyablov@legis.krsn.ru.

95. **Ильина Ирина Евгеньевна**, кандидат технических наук, доцент, организация: Пензенский государственный университет архитектуры и строительства, E-mail: iie.1978@yandex.ru.

96. **Ильянков Михаил Тимофеевич**, генеральный директор ОАО «Автоколонна 1967».

97. **Иовлев Григорий Александрович**, кандидат экономических наук, доцент, заведующий кафедрой «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования в АПК», организация: Уральский государственный аграрный университет, E-mail: gri-iovlev@yandex.ru.

98. **Кадасев Дмитрий Анатольевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Управление автотранспортом», организация: Липецкий государственный технический университет, E-mail: kadasev@mail.ru.

99. **Кадыров Сарвар Мукадирович**, доктор технических наук, профессор, организация: Ташкентский автомобильно-дорожный институт, E-mail: skodirov@mail.ru.

100. **Казарина Мария Витальевна**, студент, организация: Липецкий государственный технический университет, E-mail: kazarina2006@mail.ru.

101. **Калауов Сайдулла Аймаханович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Энергомашиностроение и профессиональное образование (наземные транспортные системы)», организация: Ташкентский государственный технический университет им. А. Беруни, E-mail: kalauov@mail.ru.

102. **Каменьчуков Алексей Викторович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильные дороги», организация: Тихоокеанский государственный университет, E-mail: aleksey_k-al@mail.ru.

103. **Камольцева Алла Владимировна,** кандидат технических наук, доцент, организация: Сибирский федеральный университет.

104. **Карташова Анна Константиновна**, студентка, организация: Липецкий государственный технический университет, E-mail: kartashovaak93@mail.ru.

105. **Катаргин Владимир Николаевич,** кандидат технических наук, профессор кафедры «Транспорт», организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: katargin@gmail.com.

106. **Катаргин Сергей Николаевич,** кандидат технических наук, доцент, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: sekatargin@yandex.ru.

107. **Каюмов Улугбек Кучкарович**, магистрант кафедры «Энергомашиностроение и профессиональное образование (наземные транспортные системы)», организация: Ташкентский государственный технический университет им. А. Беруни, E-mail: kalauov@mail.ru.

108. **Кемерова Софья Александровна**, студентка, организация: Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева, E-mail: andrey.nepogozhev@gmail.com.

109. **Ким Борис Григорьевич,** доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой строительного производства, организация: Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых, E-mail: kim_bg@mail.ru.

110. **Клепцова Лиля Николаевна**, кандидат экономических наук, доцент, организация: Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева, E-mail: kleptsoff@mail.ru.

111. **Кобзов Дмитрий Юрьевич**, кандидат технических наук, доцент, профессор, организация: Братский государственный университет, E-mail: kobzov7159@mail.ru.

112. **Колесникова Валерия Дмитриевна**, студентка, организация: Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет, E-mail: valeriya89-94@mail.ru.

113. **Кольган Аггея Сергеевна,** аспирант, организация: Иркутский национальный исследовательский технический университет, E-mail: aggeia.kolgan@tl-istu.com.

114. **Копченко Дмитрий Владимирович**, магистрант, организация: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, E-mail: dkmitriy@inbox.ru.

115. **Копылова Татьяна Александровна**, аспирант, заместитель начальника управления научной деятельности, e-mail: kopylovaT.irkutsk @gmail.com.

116. **Кормилицына Людмила Владимировна**, старший преподаватель кафедры «Автомобильные дороги», организация: Тихоокеанский государственный университет, E-mail: aleksey_k-al@mail.ru.

117. **Корчагин Виктор Алексеевич**, заслуженный деятель науки РФ, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой, организация: Липецкий государственный технический университет, E-mail: kafedrauat@mail.ru.

118. **Корягин Марк Евгеньевич**, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры теоретической экономики, экономического моделирования и права, организация: Кемеровский государственный сельскохозяйственный институт, E-mail: markkoryagin@yandex.ru.

119. **Косов Михаил Анатольевич**, инженер, организация: Общество с ограниченной ответственностью «Русский сертификационный центр», E-mail: Kosov3008@rambler.ru.

120. **Котькин Станислав Вячеславович**, доцент кафедры КИАС, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: kotkin.s@gmail.com.

121. **Кочергин Виктор Иванович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин», организация: Сибирский государственный университет путей сообщения, E-mail: vkplus2011@yandex.ru.

122. **Красников Василий Викторович**, аспирант кафедры «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин», организация: Сибирский государственный университет путей сообщения, E-mail: mexani@ngs.ru.

123. **Кривко Елена Валерьевна**, доцент кафедры «Автомобильные дороги», организация: Тихоокеанский государственный университет, E-mail: krivkoeva@mail.ru.

124. **Кривцов Сергей Николаевич**, кандидат технических наук, доцент, организация: Иркутский национальный исследовательский технический университет, E-mail: Krivcov_sergei@mail.ru.

125. **Кузнецов Геннадий Аркадьевич**: кандидат технических наук, доцент кафедры конструкторско-технологического обеспечения машиностроительного производства, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: gkuznecov@mail.ru.

126. **Кузнецов Н.Ю.**, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт», e-mail: Kuznetsovk92@mail.ru.

127. **Кузнецов Сергей Андреевич**, студент, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: s.kuzneczov.92@mail.ru.

128. **Кузьмичев Виктор Алексеевич**, доктор технических наук, профессор, организация: Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, E-mail: Kuzmichev_va@mail.ru.

129. **Куксов Максим Петрович**, аспирант кафедры СДМ и ГС, организация: Иркутский национальный исследовательский технический университет, E-mail: venom18@yandex.ru.

130. **Кулабухов Артем Владимирович**, кандидат технических наук, доцент, декан инженерно-экономического факультета, организация: Белорусско-Российский университет, E-mail: kulabuhov1981@mail.ru.

131. **Левашев Алексей Георгиевич,** кандидат технических наук, доцент, организация: Иркутский национальный технический университет, E-mail: alexey.levashev@tl-istu.com.

132. **Левин Руслан Юрьевич**, аспирант кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство», организация: Ивановский государственный политехнический университет, E-mail: ruslan.levin@mail.ru.

133. **Лепашов Григорий Михайлович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Проектирование дорог», организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: dic.sibadi@ gmail.com.

134. **Лобанов Валерий Николаевич**, кандидат технических наук, доцент, организация: Брянский государственный инженерно-технологический университет, E-mail: mail@bgita.ru.

135. **Ловыгина Надежда Васильевна**, кандидат технических наук, доцент, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: nadiahohlova@mail.ru.

136. **Лукьянова Миляуша Тагировна**, кандидат экономических наук, доцент кафедры «Экономика аграрного производства»,организация: Башкирский государственный аграрный университет, E-mail: Lukjnova-m@mail.ru.

137. **Лысенко Андрей Владимирович**, аспирант, организация: Иркутский национальный исследовательский технический университет, E-mail: stobravo@gmail.com.

138. **Ляпин Алексей Николаевич**, инженер МТС, соискатель кафедры «Автомобили и тракторы» Томского государственного архитектурно-строительного университета, организация: ООО «Газпром трансгаз Томск», Управление технологического транспорта и спецтехники, E-mail: reduktor@sibmail.com.

139. **Ляхов Евгений Юрьевич**, преподаватель, зав. кафедрой «Автомобильный транспорт», организация: Бендерский политехнический филиал государственного образовательного учреждения «Приднестровский государственный университет им. Т.Г. Шевченко», E-mail: kafedra-at@bpfpgu.ru.

140. **Малашенков Сергей Сергеевич**, студент, организация: Брянский государственный инженерно-технологический университет, E-mail: info@anoupec.ru.

141. **Мальцев Виктор Антонович**, кандидат технических наук, доцент, организация: Сибирский федеральный университет.

142. **Малышаков Альберт Владимирович**, аспирант кафедры САТМ, начальник ОВП УМУ, организация: Тюменский государственный нефтегазовый университет, E-mail: Albert_Nord@mail.ru.

143. **Мамаев Леонид Алексеевич**, доктор технических наук, профессор, организация: Братский государственный университет, E-mail: pro_uch@brstu.ru.

144. **Мандровский Константин Петрович,** кандидат технических наук, доцент кафедры «Дорожно-строительные машины», организация: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, E-mail: effectmash@mail.ru.

145. **Марков Алексей Сергеевич**, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт», организация: Иркутский национальный исследовательский технический университет, E-mail: buran.005@mail.ru.

146. **Марусин Александр Витальевич**, ассистент, аспирант кафедры «Автомобили и двигатели», организация: Саратовский государственный технический университет им. Ю.А. Гагарина, E-mail: 89271333424@mail.ru.

147. **Марусин Александр Вячеславович**, ассистент, аспирант кафедры «Автомобили и двигатели», организация: Саратовский государственный технический университет им. Ю.А. Гагарина, E-mail: 89271333424 @mail.ru.

148. **Масленников Валерий Александрович**, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Автомобили и автомобильное хозяйство», организация: Ивановский государственный политехнический университет, E-mail: k_aah37@mail.ru.

149. **Масленников Василий Геннадьевич**, старший эксперт ЭКЦ УМВД по Забайкальскому краю, майор полиции, организация: УМВД по Забайкальскому краю, экспертно-криминалистический центр.

150. **Махмутов Марат Мансурович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Дорожно-строительные машины», организация: Казанский государственный архитектурно-строительный университет, E-mail: www.marat_88@bk.ru.

151. **Мендекеев Райымкул Абдымананович**, доктор технических наук, профессор, академик Инженерной академии КР, директор НИИ «Сейсмостойкое строительство» КГУСТА, профессор кафедры ПТСДМ, организация: Кыргызский государственный университет строительства, транспорта и архитектуры им. Н. Исанова, E-mail: mra58@mail.ru.

152. **Милюкова Анастасия Викторовна**, бакалавр, магистрант, организация: Брянский государственный инженерно-технологический университет, E-mail: a.miliukova@yandex.ru.

153. **Минеева Ксения Игоревна**, студентка, организация: Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королева, E-mail: mineeva.94@inbox.ru.

154. **Минин Виталий Васильевич**: доктор технических наук, член-корреспондент Российской инженерной академии, профессор кафедры транспортных и технологических машин, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: vminin@rambler.ru.

155. **Миргородский Михаил Александрович**, кандидат технических наук, доцент, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия.

156. **Мирзаев Абдулла Абдувахоб угли**, магистрант, организация: Ташкентский государственный технический университет им. А. Беруни, E-mail: abdulla1991@mail.ru.

157. **Михайлов Александр Юрьевич**, доктор технических наук, профессор, организация: Иркутский национальный исследовательский технический университет, E-mail: mikhaylovay@gmail.com.

158. **Михайлов Александр Юрьевич**, доктор технических наук, профессор кафедры менеджмента и логистики на транспорте, e-mail: mikhaylovay@gmail.com.

159. **Моисеев Григорий Дмитриевич,** кандидат технических наук, доцент кафедры материаловедения и машиноведения, организация: Брянский государственный инженерно-строительный университет.

160. **Моисеев Олег Юрьевич**, доктор транспорта, генеральный директор, организация: ООО «Мостпроект», E-mail: mostproekt@kurgan stalmost.ru.

161. **Моисеева Наталья Михайловна**, кандидат технических наук, доцент, организация: Липецкий государственный технический университет, E-mail: moiseeva_lgtu@mail.ru.

162. **Нагайцева Юлия Игоревна**, магистр, инженер, организация: Общество с ограниченной ответственностью «Русский сертификационный центр», E-mail: nagajzewa210391@mail.ru.

163. **Насруллоева Рухшона**, аспирант кафедры строительного производства, организация: Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых.

164. **Непогожев Андрей Александрович**, студент, организация: Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева, E-mail: andrey.nepogozhev@gmail.com.

165. **Нефедкин Анатолий Игоревич**, организация: ООО «Папак», E-mail: An.nefedkin@yandex.ru.

166. **Нефедова Ксения Алексеевна**, аспирант, организация: Морской государственный университет им. адмирала Г.И. Невельского, E-mail: k.a.nefedova@yandex.ru.

167. **Нехороших Роман Викторович**, заместитель директора, организация: ООО «РДА Проект», E-mail: Nekhoroshikh_rv@mail.ru.

168. **Николаева Лилия Юрьевна**, старший преподаватель, организация: Сибирский государственный индустриальный университет, E-mail: lilia0401@yandex.ru.

169. **Носков Михаил Валерианович:** доктор физико-математических наук, профессор кафедры прикладной математики и компьютерной безопасности, заместитель директора по науке, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: MNoskov@sfu-kras.ru.

170. **Носов Кирилл Андреевич**, студент, организация: Липецкий государственный технический университет, E-mail: kirilllipetsk@bk.ru.

171. **Овсянникова Татьяна Викторовна**, магистрант, организация: Политехнический институт (СФУ), E-mail: tania1192@mail.ru.

172. **Овчинников Игорь Георгиевич**, доктор технических наук, профессор, академик РАТ, организация: Пензенский государственный университет архитектуры и строительства, E-mail: bridgesar@mail.ru.

173. **Овчинников Илья Игоревич**, кандидат технических наук, организация: Саратовский государственный технический университет им. Ю.А. Гагарина, E-mail: bridgeart@mail.ru.

174. **Овчинников Илья Игоревич**, кандидат технических наук, доцент, организация: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, Сочинский филиал, E-mail: bridgeart@mail.ru.

175. **Одинокова Ирина Вячеславовна**, кандидат технических наук, организация: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, E-mail: odinokova_iv@mail.ru.

176. **Озорнин Сергей Петрович**, доктор технических наук, профессор, директор научно-образовательного центра проблем транспорта и сервиса машин ЗабГУ, профессор кафедры «Строительные и дорожные машины», организация: Забайкальский государственный университет, E-mail: s.ozornin2013.s@ya.ru.

177. **Орловский Сергей Николаевич,** кандидат технических наук, доцент кафедры БЖД, организация: Красноярский государственный аграрный университет, E-mail: orlovskiysergey@mail.ru.

178. **Осадчий Юрий Павлович,** доцент кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство», E-mail: Osadchiy-y@mail.ru.

179. **Павлов Владимир Павлович**, доктор технических наук, профессор кафедры транспортных и технологических машин, организация: Сибирский федеральный университет,E-mail:pavlov_vp@list.ru.

180. **Панасенко Николай Никитович**, доктор технических наук, профессор, директор, организация: ООО НПП «Подъёмные сооружения», E-mail: astra137@mail.ru.

181. **Партнов Станислав Борисович**, кандидат технических наук, доцент, организация: Белорусско-Российский университет, E-mail: sbpartnov@gmail.com.

182. **Парышев Дмитрий Николаевич**, академик РАТ, генеральный директор, организация: ЗАО «Курганстальмост», E-mail: kancler@kurganstalmost.ru.

183. **Пенчук Валентин Алексеевич,** доктор технических наук, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование», организация: Донбасская национальная академия строительства и архитектуры, E-mail: penshyk@rambler.ru.

184. **Перетокин Сергей Анатольевич**, кандидат технических наук, заместитель директора НП «ЭЦ РОПР», организация: ООО «Геолком», E-mail: geolkom@yandex.ru.

185. **Петров Сергей Васильевич**, студент, организация: Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова, E-mail: dirin23@mail.ru.

186. **Петухов Александр Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент, организация: Бурятская государственная сельскохозяйственная академия им. В.Р. Филиппова, E-mail: pekhutov@mail.ru.

187. **Пилецкий Михаил Эдуардович**, доцент, аспирант кафедры «Городское строительство и автомобильные дороги», организация: Тамбовский государственный технический университет, E-mail: gsiad@mail.tambov.ru.

188. **Писарев Илья Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент, Сибирский федеральный университет, E-mail: 12378945605@mail.ru.

189. **Пищальникова Ксения Александровна**, студентка, организация: Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева, филиал КузГТУ в г. Новокузнецке, E-mail: aksi_ksy@mail.ru.

190. **Повтарев Владимир Владимирович**, магистрант, организация: Брянский государственный инженерно-технологический университет, E-mail: mail@bgita.ru.

191. **Полковников Никита Дмитриевич**, студент, организация: Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, E-mail: irom84@mail.ru.

192. **Полоцкий Герман Владиславович**, студент, организация: Липецкий государственный технический университет, E-mail: toni2161@ yandex.ru.

193. **Портнова Александра Андреевна**, старший преподаватель кафедры «Механика», организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: portnova.a.mail@gmail.com.

194. **Потеряев Илья Константинович**, кандидат технических наук, доцент, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail:saveliev_sergval@mail.ru.

195. **Преловская Евгения Сергеевна**, магистр, аспирант, организация: Иркутский национальный технический университет, E-mail: jessprelove@gmail.com.

196. **Проваторова Галина Владимировна**, кандидат технических наук, доцент, организация: Владимирский государственный университет имени А.Г. и Н.Г. Столетовых, E-mail: rr6750@rambler.ru.

197. **Прокофьева Оксана Сергеевна**, кандидат технических наук, доцент кафедры менеджмента и логистики на транспорте, организация: Иркутский национальный исследовательский технический университет, E-mail: oksana.prok2701@gmail.com.

198. **Проценко Денис Александрович**, студент, организация: Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет, E-mail: denismupro@mail.ru.

199. **Пшеничников Дмитрий Александрович**, магистрант, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: pshenichnikovdmitrii@mail.ru.

200. **Рахманов Михаил Львович**, доктор технических наук, профессор, заместитель генерального директора ВНИИС, E-mail: vniis@ vniis.ru.

201. **Реветнев Александр Александрович**, аспирант, организация: Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева, E-mail: VLZhdanov@rambler.ru.

202. **Ризаева Юлия Николаевна**, доктор технических наук, доцент, организация: Липецкий государственный технический университет, E-mail: rizaeva.u.n@yandex.ru.

203. **Романов Петр Сергеевич**, доктор технических наук, профессор кафедры автоматизации производства и информационных технологий, организация: Коломенский институт (филиал) Московского государственного машиностроительного университета, E-mail: romanov_p_s@mail.ru.

204. **Романова Ирина Петровна**, кандидат технических наук, доцент, организация: Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет, E-mail: irom84@mail.ru.

205. **Руденко Павел Геннадьевич**, студент, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: rudenkopavelgen@mail.ru.

206. **Русаков Алексей Николаевич**, студент, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: alexey.rusakov.1993@yandex.ru.

207. **Сабирова Дилорам Кабуловна**, кандидат технических наук, старший преподаватель, организация: Ташкентский автомобильно-дорожный институт.

208. **Сабуров Валерий Фёдорович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой СК и ИС, организация: Южно-Уральский государственный университет, E-mail: saburov_skiis@mail.ru.

209. **Савельев Андрей Геннадьевич,** доктор технических наук, доктор технических наук, профессор, организация: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет.

210. **Савельев Сергей Валерьевич,** доктор технических наук, профессор, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: saveliev_sergval@mail.ru.

211. **Садикова Жамшид Ибрагим угли,** кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация и строительство автомобильных дорог и аэродромов», организация: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, E-mail: silyanov@bk.ru.

212. **Самойлова Любовь Ивановна,** кандидат технических наук, доцент, организация: Владимирский государственный университет.

213. **Сахапов Рустэм Лукманович,** доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Дорожно-строительные машины», E-mail: rustem@sakhapov.ru.

214. **Селезнева Елена Викторовна**, кандидат педагогических наук, доцент, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: eselez@yandex.ru.

215. **Селиверстов Григорий Вячеславович**, кандидат технических наук, доцент, организация: Тульский государственный университет, E-mail: s456789@mail.ru.

216. **Семёхин Эдуард Фролович**, кандидат технических наук, доцент, организация: Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых, E-mail: edsemehin@mail.ru.

217. **Серватинский Вадим Вячеславович**, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедры «Автомобильные дороги и городские сооружения», организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: vservatinsky@list.ru.

218. **Середа Наталья Александровна**, организация: Калининградский государственный технический университет, E-mail: SeredaNA27@yandex.ru.

219. **Сидоров Эдуард Сергеевич**, аспирант, организация: Сибирский государственный университет путей сообщения, E-mail: sesnsk@mail.ru.

220. **Сидорова Светлана Николаевна**, старший преподаватель, организация: Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева, E-mail: Sidorova-76@yandex.ru.

221. **Сильянов Валентин Васильевич**, доктор технических наук, профессор, научный руководитель ПЛОБД МАДИ, организация: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, E-mail: silyanov@bk.ru.

222. **Синельщиков Алексей Владимирович**, кандидат технических наук, доцент, директор, организация: ООО НПП «Подъёмные сооружения», E-mail: laex@bk.ru.

223. **Синицын Сергей Сергеевич**, доцент, организация: Брянский государственный инженерно-технологический университет, E-mail: info@ anoupec.ru.

224. **Скляр Дмитрий Сергеевич**, студент-исследователь, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: ssklyar24@mail.ru.

225. **Скоробогатченко Дмитрий Анатольевич**, доктор технических наук, доцент, зав. кафедрой. «Экономика и управление на предприятиях в дорожном хозяйстве», организация: Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет, E-mail: Skor2004@rambler.ru.

226. **Слободчиков Михаил Евгеньевич**, руководитель технического отдела, организация: Группа компаний «ТехПолимер», E-mail: sme@texpolimer.ru.

227. **Смирнов Алексей Александрович**, преподаватель, организация: Владимирский строительный колледж, E-mail: AlexiFoX@yandex.ru.

228. **Соловьев Александр Александрович**, инженер, организация: Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, E-mail: alst2004@mail.ru.

229. **Солодкая Анастасия Юрьевна**, студентка, организация: Брянский государственный инженерно-технологический университет, E-mail: info@anoupec.ru.

230. **Спиридонов Владимир Дмитриевич**, бакалавр, магистрант, организация: Брянский государственный инженерно-технологический университет, E-mail: vovochka.spiridonov.1993@mail.ru.

231. **Спиридонов Владимир Дмитриевич**, бакалавр, магистрант, организация: Брянский государственный инженерно-технологический университет, E-mail: vovochka.spiridonov.1993@mail.ru.

232. **Степанова Дарья Дмитриевна**, студент, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: dasha199560@rambler.ru.

233. **Строев Алексей Игоревич**, студент, организация: Тихоокеанский государственный университет.

234. **Стукач Александр Васильевич**, кандидат технических наук, доцент, организация: Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, E-mail: alst2004@mail.ru.

235. **Танский Вячеслав Владимирович**, аспирант, организация: Сибирская автомобильно-дорожная академия, E-mail: s1ava8968@gmail.com.

236. **Телегин Максим Александрович,** старший преподаватель, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: m_telegin@mail.ru.

237. **Терентьева Лилия Олеговна**, старший преподаватель, организация: Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева, филиал КузГТУ в г. Новокузнецке, E-mail: lapshanka@yandex.ru.

238. **Тетерина Ирина Алексеевна**, аспирант кафедры «Механика», организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: Teterina_ia@sibadi.org.

239. **Тимофеева Виктория Андреевна**, студентка, организация: Тихоокеанский государственный университет, E-mail: coldhunter-144@mail.ru.

240. **Тихов-Тинников Д.А.,** кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Автомобили», организация: Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления, E-mail: dm_tt@mail.ru.

241. **Трофимов Борис Сергеевич**, преподаватель, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: trofim_bs@mail.ru.

242. **Трофимова Людмила Семеновна**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Организация перевозок и управление на транспорте», организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: trofima_ls@mail.ru.

243. **Трушин Николай Николаевич**, доктор технических наук, доцент, профессор, организация: Тульский государственный университет, E-mail: trushin@tsu.tula.ru, trunikolaj@yandex.ru.

244. **Тургунбаев Мелисбек Сыргабаевич**, кандидат технических наук, доцент, первый проректор, организация: Таласский государственный университет (ТГУ), E-mail: melis_turgunbaev@mail.ru.

245. **Тюрин Ян Игоревич**, аспирант кафедры «Дорожно-строительные машины», организация: Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, E-mail: yan_tyurin@mail.ru.

246. **Фадеев Александр Иванович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Транспорт», организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: fai@ak1967.ru.

247. **Фадеев Александр Иванович**, кандидат технических наук, доцент, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: fai@ak1967.ru.

248. **Фадеев Андрей Юрьевич**, старший преподаватель, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: Krsk_roadcond@mail.ru.

249. **Фазрахманов Ильвир Ильдусович**, кандидат экономических наук, доцент, заведующий кафедрой «Финансы и кредит», организация: Башкирский государственный аграрный университет, E-mail: ilvirus@ inbox.ru.

250. **Файзон Азамат Худоназарович**, магистр, организация: Брянский государственный университет, E-mail: azamati.khudonazar@mail.ru.

251. **Федоров Борис Александрович**, кандидат технических наук, профессор, организация: Тверской государственный технический университет, E-mail: fedorba@rambler.ru.

252. **Федотов Александр Иванович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт», организация: Иркутский национальный исследовательский технический университет, E-mail: fai.abs@rambler.ru.

253. **Федотова Ирина Михайловна**, кандидат физико-математических наук, доцент, организация: Институт космических и информационных технологий СФУ.

254. **Феоктистов Олег Георгиевич,** кандидат технических наук, доцент кафедры «Экономика и организация предприятий энергетического и транспортного комплексов», организация: Институт управления бизнес-процессами и экономики Сибирского федерального университета, E-mail: fog-ido@mail.ru.

255. **Фещенко Александр Павлович**, старший преподаватель, организация: Белорусский государственный университет транспорта, E-mail: aleks011960@mail.ru.

256. **Филатов Михаил Иванович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой технической эксплуатации и ремонта автомобилей, организация: Оренбургский государственный университет, E-mail: Filatovogu@gmail.com.

257. **Филимонов Евгений Петрович**, учебный мастер кафедры «Организация и безопасность движения», организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: deryabina@mail.ru.

258. **Филимонова Ольга Алексеевна**, старший преподаватель кафедры «Информационные технологии», организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: deryabina@mail.ru.

259. **Хайбуллина Лилия Нурисламовна**, студентка, организация: Ульяновская ГСХА, E-mail:Lili17051994@mail.ru.

260. **Харин Валерий Васильевич**, кандидат технических наук, доцент, академик РАТ, директор по научной работе и инновационному развитию, организация: Курганский институт железнодорожного транспорта, E-mail: uralakademia@mail.ru.

261. **Хафизов Роберт Рафаэльевич**, директор ООО «Геолком», организация: ООО «Геолком», E-mail: geolkom@yandex.ru.

262. **Хмара Леонид Андреевич,** доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Строительные и дорожные машины», организация: Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры, E-mail: leonidkhmara@yahoo.com.

263. **Хмельницкий Сергей Владимирович**, кандидат технических наук, старший преподаватель, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: hmel.sv@gmail.com.

264. **Хорошилова Елена Сергеевна**, кандидат технических наук, доцент, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: lena_horoshilova@inbox.ru.

265. **Хряков Кирилл Станиславович**, аспирант, организация: Московский государственный университет путей сообщения, E-mail: kirill-khryakov@mail.ru.

266. **Цибульский Геннадий Михайлович,** доктор технических наук, директор ИКИТ, заведующий кафедрой систем искусственного интеллекта, организация: Сибирский федеральный университет, E-mail: GTsybulsky @sfu-kras.ru.

267. **Цышук Вячеслав Владимирович**, кандидат технических наук, руководитель, организация: Краевое государственное учреждение «Управление автомобильных дорог по Красноярскому краю», E-mail: GAV@krudor.ru.

268. **Черногородова Мария Сергеевна**, аспирант, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия», E-mail: www.mamarya@mail.ru.

269. **Шадский Геннадий Викторович**, доктор технических наук, профессор, декан, организация: Тульский государственный университет, E-mail: trushin@tsu.tula.ru, trunikolaj@yandex.ru.

270. **Шайхадинов Александр Анатольевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры машиностроения, организация: Сибирский федеральный университет.

271. **Шаров Максим Игоревич**, кандидат технических наук, доцент, организация: Иркутский национальный исследовательский технический университет, E-mail: Sharov.maksim@gmail.com.

272. **Швеёв Иван Андреевич,** преподаватель, организация: Инженерно-экономический колледж Набережночелнинского института (филиал) Казанского федерального университета, E-mail: Shveev_ivan777@mail.ru.

273. **Швеёва Екатерина Ивановна**, кандидат экономических наук, доцент, организация: Набережночелнинский институт (филиал) Казанского Федерального (Приволжского) университета, E-mail: Shveeva_Katya222@ mail.ru.

274. **Шепелев Игорь Иннокентьевич,** доктор технических наук,профессор кафедры «Строительные материалы и технологии строительства» Сибирский федеральный университет, E-mail: Ekoing@mail.ru.

275. **Шерстнев Никита Сергеевич**, аспирант, Сибирская автомобильно-дорожная академия, E-mail: kashei-55rus@mail.ru.

276. **Ширяев Евгений Александрович**, студент, организация: Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова, E-mail: evg_0195@mail.ru.

277. **Штоцкая Анастасия Аркадьевна**, старший преподаватель, организация: Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева, E-mail: nesanar@mail.ru.

278. **Юрина Татьяна Александровна**, кандидат технических наук, доцент, организация: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, E-mail: Sankova_Tanja@mail.ru.

279. **Ющук Яна Владимировна**, аспирант, организация: Иркутский национальный исследовательский технический университет, E-mail: nebesnayna@mail.ru.

280. **Яковлев Павел Викторович**, доктор технических наук, профессор, директор, ООО НПП «Подъёмные сооружения», E-mail: astra137@mail.ru.

281. **Яньков Олег Сергеевич**, аспирант, организация: Иркутский национальный исследовательский технический университет, E-mail: 066813@mail.ru.

СОДЕРЖАНИЕ

4. Совершенствование транспортных и транспортно-технологических машин, комплексов и систем 5

Баловнев В.И.
Важный показатель оценки эффективности в системе проектирования инновационной транспортно-технологической техники 5

Баловнев В.И.
Новый метод определения сопротивлений копания грунтов инновационными рабочими органами 12

Хмара Л.А., Дахно О.А.
Экспериментальные исследования на физических моделях процесса копания грунта телескопическим рабочим оборудованием одноковшового экскаватора 21

Павлов В.П.
Основания системотехники многоцелевых землеройных машин 34

Кузьмичев В.А.
Виброактиваторы 42

Хмара Л.А., Дахно О.А.
Теоретические основы копания грунта одноковшовым экскаватором с телескопическим рабочим оборудованием 50

Минин В.В., Носков М.В.
Оценка точности результатов при оптимизации параметров транспортно-технологических машин 66

Побегайло П.А.
Исследование ряда геометрических свойств идеального и реального рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора обратного копания 73

Данилов Р.Г., Добров А.А.
Определение расхода топлива при работе специального оборудования транспортно-технологических машин 78

Веригин Ю. А., Веригина Я. Ю.
Моделирование процессов получения тонкодисперсных сред в технологиях производства дорожно-строительных материалов 84

Павлов В.П., Ахпашев А.Ю.
Компьютерное моделирование объектов мехатроники транспортно-технологических машин 88

Мальцев В.А.
Определение критериальной взаимосвязи между параметрами рабочего оборудования бульдозера 94

Савельев С.В., Потеряев И.К., Бурый Г.Г., Белодед А.С.
Обоснование параметров дорожных катков по критерию виброускорений в грунтовой среде на примере катка Hamm 3518 98

Пенчук В.А., Диденко А.В.
Влияние вида сыпучего материала на процессы его распределения пескоразбрасывателем по поверхностям дорог 104

Гуськов С.Ю.
Математическая модель неустановившегося поворота гусеничного лесопогрузчика перекидного типа 111

Галдин Н.С., Галдин В.Н.
Исследование влияния конструктивных параметров гидропневмоударника на энергию единичного удара 118

Побегайло П.А.
Исследование манипулятивности рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора обратного копания 124

Абрамов А.М.
Гидростатические системы управления длиннобазного автопоезда 131

Мандровский К.П.
Технический аудит и мониторинг эффективности эксплуатации дорожно-строительных машин 138

Файзов А.Х., Мамаев Л.А., Герасимов С.Н.
Вибрационный валковый рабочий орган бетоноотделочной машины 142

Кулабухов А.В., Кутузов В.В.
О последовательности взаимодействия гусеничного трака с грунтом 146

Кузнецов Г.А., Ковалев А.В.
Применение двухтактных двигателей со встречно движущимися поршнями 149

Горянский К.Н., Дзюбан С.В.
Перспективы применения композиционных материалов на основе дисперсных полимеров в конструировании и производстве транспортно-технологических машин (ТТМ) 153

Копченко Д.В., Нагайцева Ю.И.
Обзор видов лакокрасочных материалов, применяемых на транспортно-технологических машинах 156

Емельянов Р.Т., Скурихин Л.В., Терехова И.И.
Повышение точности позиционирования шагового двигателя 160

Серватинский В.В., Новрузов В.С.
Совершенствование технологии распределения асфальтобетонной смеси по ширине дороги 162

Поляков Т.Н., Клиндух Н.Ю.
Стабилизация уплотняющего оборудования асфальтоукладчика 165

Турышева Е.С., Терехова И.И., Шеденко О.И.
Моделирование работы гидротолкателя ограничителя грузоподъемности... 167

Наумов А.В., Соловьев А.А., Стукач А.В.
Переоборудование фронтальных погрузчиков бульдозерным отвалом 170

Соловьев А.А., Стукач А.В.
Исследование режимов резания при обработке глубоких отверстий в композитах 173

Альмохаммад А.М.
Обоснование параметров гидросистем мобильных машин для работы в условиях высоких температур 177

Зеер В.А., Заболотский Е.С., Савельев И.О.
Индивидуально-транспортное средство повышенной проходимости 181

Трушин Н.Н., Шадский Г.В.
Двухдиапазонная гидромеханическая передача с разделительным дифференциалом 188

Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Дрюпин П.Ю.
Определение потребной мощности оборудования теплового воздействия для снижения адгезии грунтов к ковшовым рабочим органам 196

Кадыров С.М., Умеров Ф.Ш.
Применение нейронных сетей в мехатронных системах управления двигателем внутреннего сгорания 199

Середа Н.А.
Анализ методов синтеза базовых механизмов транспортно-технологических машин 205

Моисеев Г.Д., Савельев А.Г., Михайловская В.А.
Минимизация массы стержневых элементов коробчатого сечения с вертикальной диафрагмой 210

Савельев А.Г., Михайловская В.А.
К вопросу конструирования механизмов дорожно-строительных машин без избыточных связей 213

Портнова А.А., Котькин С.В.
Обоснование необходимости использования нечеткой логики в системе рулевого управления автогрейдера 219

Савельев А.Г., Михайловская В.А.
Вариант синтеза нового рабочего оборудования автогрейдера 222

Савельев А.Г., Михайловская В.А.
Синтез новых схем дополнительного рабочего оборудования
автогрейдера 229

Михайловская В.А.
Оптимизация рабочего оборудования автогрейдера 235

Скляр Д.С., Русаков А.Н.
Пути повышения экологической безопасности
двигателей внутреннего сгорания 237

Кочергин В.И., Глушков С.П., Красников В.В.
Повышение эксплуатационных показателей дизельных ДВС
путем использования водородсодержащего синтез-газа 244

Внуков И.А.
Обеспечение качества обработки поверхностей штоков гидроцилиндров.... 247

Беляков В.Е., Хацевский К.В.
Выбор и обоснование основных параметров для кранов
на гусеничном ходу 251

Валиева Д.М., Селиверстов Н.Д.
Методика расчета эффективности комплексов
для безотходного ремонта дорожных покрытий 255

Тетерина И.А.
Результаты экспериментальных исследований системы виброзащиты
оператора дорожной уборочно-подметальной машины 259

Петров С.В., Андреева Л.С.
Экспериментальные исследования по совершенствованию
водородного топливного элемента для использования
в двигателях внутреннего сгорания в условиях РС (Я)..... 263

Спиридонов В.Д., Милюкова А.В.
Автомобильная газогенераторная установка
на древесных топливных гранулах-пеллетах 266

Синицын С.С., Малашенков С.С.
Математическое моделирование процесса колееобразования
пневматическим колесом 271

Синицын С.С., Солодкая А.Ю.
Сопротивление грунта качению пневматического колеса
в «свободном» режиме 277

Корнеев А.А., Павлов В.П.
Особенности мехатронных систем транспортно-технологических машин 280

Побегайло П.А.
Биомеханические исследования рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора 289

Новрузов В.С., Серватинский В.В.
Совершенствование технологии распределения асфальтобетонной смеси по ширине дороги 294

Бойко А.В., Яньков О.С., Марков А.С.
Стенд для исследования процесса взаимодействия эластичной шины с опорными поверхностями 297

Кобзов Д.Ю., Губанов В.Г.
О совершенствовании длинноходовых гидроцилиндров 303

Гришко Г.С.
Эволюционное исследование конструктивных схем оборудования для диспергирования и гомогенизации 307

Мендекеев Р.А., Тургунбаев М.С.
Энергоемкость разрушения грунта, содержащего каменистые включения, рабочим органом землеройной машины 314

Танский В.В.
Демпфирующее устройство крана-трубоукладчика 325

Тюрин Я.И., Мандровский К.П.
Контроль устойчивости грузоподъемных машин (на примере колесно-шагающего экскаватора) 327

Хмара Л.А., Дахно О.А.
Формирование телескопического рабочего оборудования одноковшового экскаватора как задача дискретной оптимизации 330

Хмара Л.А., Дахно О.А.
Тенденции развития рабочего оборудования гидравлических экскаваторов с изменяемыми геометрическими параметрами 343

Хряков К.С., Сорокин П.А.
Система повышения устойчивости гоночных автомобилей при прохождении поворотов на больших скоростях 356

Авдеев Р.М., Губарь О.Н., Шайхадинов А.А.
Классификация и сравнение оборудования для затяжки резьбовых соединений 360

Зедгенизов В.Г., Куксов М.П.
Влияние параметров цилиндрической щетки на рациональные коэффициенты распределения мощности подметально-уборочной машины 365

Ардуванова Ф.Ф.
О некоторых аспектах работы с иностранными студентами – будущими транспортниками 372

Пенчук В.А., Белицкий Д.Г., Голубов И.В.
Кран-манипулятор с грейферным рабочим органом на земляных работах ... 374

Вайнштейн И.И., Федотова И.М., Вайнштейн Ю.В., Цибульский Г.М.
Функция процесса восстановления технических систем при наработках в виде смеси распределений 378

Минин В.В., Орловский С.Н., Быков И.С.
Моделирование и оптимизация процесса прорезания щелей в грунте 386

5. Эксплуатация и сервисное обслуживание транспортных и транспортно-технологических машин, комплексов и систем 390

Мальшаков А.В., Терехов А.С.
Моделирование закономерности влияния сезонных условий на интенсивность отказов автобусов KAROSA C934 390

Марусин А.В., Марусин А.В., Попова И.М., Данилов И.К.
Зависимость давления в плунжерной паре ТНВД автотракторных дизелей от свойств топлива 395

Селиверстов Г.В.
Перспективы методов оценки накопленной поврежденности металлоконструкций транспортных машин по изменению рельефа поверхности 401

Марусин А.В., Марусин А.В., Попова И.М., Данилов И.К.
Разработка устройства встроенного диагностирования топливной аппаратуры дизелей КамАЗ 404

Филатов М.И., Булатов С.В.
Обеспечение бесперебойной работы подвижного состава как фактор надежности 408

Федосов С.В., Осадчий Ю.П., Маркелова О.А., Пахотин Н.Е., Габелев Н.А., Шакиров В.М.
Баромембранное разделение жидких полидисперсных систем 411

Моисеева Н.М., Полоцкий Г.В.
Использование бензина в различных климатических районах России 414

Осадчий Ю.П., Маркелова О.А., Пахотин Н.Е., Габелев Н.А.
Очистка сточных вод на станциях техобслуживания 417

Калауов С.А., Мирсобиров М.М.
Использование телематических систем на пассажирском транспорте
г. Ташкента 419

Анисимов Е.Е.
Эксплуатационно-экологические проблемы
автомобильного транспорта в условиях Крайнего Севера
(на примере г. Якутска Республики Саха (Якутия)) 424

Ляхов Е.Ю., Вудвуд М.Р.
Исследование марочной и возрастной структуры
автобусного парка г. Рыбница и Рыбницкого района 431

Ким Б.Г., Насруллоева Р.
Формирование сети складов запасных элементов 434

Нефедкин А.И., Одинокова И.В.
Исследование закономерностей повышения давления шлама
и СОЖ в подбрусковом пространстве на процесс хонингования 437

Ким Б.Г., Насруллоева Р.
К вопросу о методике выбора критерия оптимизации
потребного количества элементов резерва парков машин 440

Денисов Ил.В., Смирнов А.А.
Исследование надежности трансмиссии автомобиля Lada Kalina 443

Озорнин С.П., Бердников И.Е., Дубовский Д.В.
Совершенствование методики оценки изменений технического состояния
автотранспортных средств и определения основных показателей
их надежности 448

Озорнин С.П., Замешаев Н.С.
Эффективность торможения автотранспортных средств
в разных дорожных условиях 454

Гусев Г.А.
Анализ влияния применения газомоторного топлива
на техническое состояние системы топливоподачи
распределенного впрыска бензина ДВС 460

Романов П.С.
К вопросу создания интеллектуальной системы поддержки
принятия решений АСУ автотранспортного предприятия 468

Романов П.С.
Подходы к выбору технологического оборудования
для станций технического обслуживания автомобилей 472

Швеева Е.И.
Роль фирменного автосервиса в повышении конкурентоспособности
автопроизводителей 479

Хмельницкий С.В.
Управление процессами ремонта агрегатов транспортных средств
на основе интегральных размерных моделей 482

Федотов А.И., Кузнецов Н.Ю., Лысенко А.В., Тихов-Тинников Д.А.
Измерительный комплекс для контроля технического состояния подвески
в дорожных условиях 487

Грушевский А.И., Асхабов А.М., Кашура А.С., Горбанева А.В.
Причины полирования деталей двигателя в процессе эксплуатации 492

Харитонов А.С., Трушин Н.Н.
Метод динамических испытаний элементов машин
на основе эффекта электрогидравлического удара 500

Швеев И.А.
Проявление структурного свойства и наследственности чугуна
при наплавке на стальную основу 503

Ларионов Н.Н., Пузаков А.В., Филатов М.И.
Методы и средства определения натяжения ремней привода
автомобильных генераторов 508

Кривцов С.Н., Зимин В.Г., Малашкин И.В.
Обоснование способа измерения расхода топлива автомобилем
с дизельным ДВС, оснащенным аккумуляторной топливоподающей
системой, в дорожных условиях 515

Алехин А.С., Задорожнин Л.К.
Применение параметров вращения коленчатого вала для проведения
экспресс-диагностики двигателя внутреннего сгорания 520

Власов Ю.А., Ляпин А.Н., Ляпина О.В.
Исследование влияния диагностики агрегатов карьерного автотранспорта
на показатели технической эксплуатации автомобилей 524

Овсянникова Т.В., Коваленко В.В., Булгаков Н.Ф.
Оптимизация номенклатуры запасных частей и материалов 530

Катаргин В.Н., Зеер Г.М., Кузнецов С.А.
Структура отказов форсунок топливной системы типа Common Rail
и пути ремонта компонент 535

Жавнер О.В., Катаргин В.Н., Хмельницкий С.В., Руденко П.Г.
Проблемы эксплуатации автомобилей
премиальных брендов с пневматической подвеской в суровых
природно-климатических условиях (на примере г. Красноярска) 539

*Булгаков Н.Ф., Коваленко В.В., Колесников И.М., Овсянникова Т.В.,
Горбанева А.В., Шалимов С.Н.*
Механизм проектирования технологии профилактики
по прогнозируемым параметрам (на примере автобусов) 543

Асриян С.А., Косов М.А.
Эксплуатационные факторы, влияющие на долговечность керамических материалов в СДМ 548

Смоленков Ф.Ю., Блянкинштейн И.М., Кашура А.С., Асхабов А.М.
Расчетные оценки составляющих суммарного люфта рулевого управления автобуса МАЗ-103 552

6. Информационные технологии и интеллектуальные системы на транспорте 560

Фадеев А.И., Ильянков М.Т.
Региональная распределенная информационная система пассажирского транспорта общего пользования 560

Скоробогатченко Д.А.
Прогнозирование состояния сложных объектов на основе нечетких нейронных сетей для целей управления в автодорожном комплексе 567

Селезнева Е.В., Юрина Т.А.
Разработка программного комплекса Atmosfera для исследования выбросов вредных веществ на автомобильном транспорте 575

Базаров Б.И., Калауов С.А., Мирзаев А.А.
Применение компьютерных технологий при тепловом расчете двигателей внутреннего сгорания и тяговом расчете трактора ТТЗ-100 579

Стукач А.В.
Расчет элементов привода в курсовых и дипломных проектах по строительным машинам 583

Сидорова С.Н.
Мониторинг и контроль перевозок опасных грузов на основе применения современных навигационных технологий ГЛОНАСС 588

Милюкова А.В., Спиридонов В.Д.
Компьютерная программа для расчета норм вредных выбросов при окраске деталей кузова автомобиля 591

Борисенко А.Н.
Совершенствование систем автоматизированного информирования участников дорожного движения 595

Худяков Д.А., Блянкинштейн И.М., Швец Д.А., Кашура А.С.
Оценка погрешностей расчета расхода топлива на маршрутах, построенных по данным GPS/ГЛОНАСС-треков 601

Пехутов А.С., Алдошин Д.Н.
Моделирование транспортных систем в сельском хозяйстве 609

Терентьева Л.О., Пищальникова К.А.
Интеллектуальные транспортные системы на основе технологии DSRC 615

Косолапов А.В., Асанов С.А.
Выбор индикаторов состояния дорожного движения
для прогнозирования транспортных заторов 618

Зырянова С.А., Филимонов Е.П., Филимонова О.А.
Учет технических средств организации дорожного движения
с использованием информационных технологий 626

Хамад Р.А.
Проектирование канализированных съездов в CREDO..... 630

Писарев И.С.
Использование размерного анализа при ремонте агрегатов
транспортно-технологических машин и комплексов..... 634

Морозов Д.А.
Автоматизация процесса обучения и повышения квалификации..... 636

Булакина Е.Н., Бочковский А.А.
Определение оптимальной траектории пути по пересеченной местности
для транспортных и транспортно-технологических машин..... 642

Колесников И.М., Булгаков Н.Ф., Коваленко В.В.
Снижение издержек автотранспортного предприятия путем замены
закрытого программного обеспечения на свободное..... 646

Безотеческих Н.С., Борщенко Я.А.
Внедрение инновационных телематических технологий в системе
обеспечения безопасности дорожного движения 651

Придворная С.М.
Проблемы оценки качества и социально-экономической эффективности
пассажирских перевозок..... 658

Забелин Л.А., Камольцева А.В.
Автосервисы самообслуживания как элемент
эффективной транспортной инфраструктуры..... 661

Гусейнов Р.М., Евсеев П.П.
Экспериментальное исследование температурных полей ступиц
и тормозных барабанов автобусов для определения их технического
состояния с помощью тепловизора 666

Хмара Л.А., Мусийко В.Д.
Специальные землеройные машины непрерывного действия как средство
восстановления надежной эксплуатации трубопроводных магистралей..... 669

Оргкомитет конференции 678

Сведения об авторах 679

Научное издание

ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ СИБИРИ

РАЗВИТИЕ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ КАК КАТАЛИЗАТОР РОСТА ЭКОНОМИКИ ГОСУДАРСТВА

Международная научно-практическая конференция

(Красноярск, 7–8 апреля 2016 г.)

Сборник научных трудов

В двух частях
Часть 2

Под общей редакцией
члена-корреспондента Российской инженерной академии,
доктора технических наук В.В. Минина

Редактор *Ю.И. Молокова*
Компьютерная верстка *О.А. Кравченко*

Подписано в печать 31.03.2016. Печать плоская. Формат 60×84/16
Бумага офсетная. Усл. печ. л. 44,38. Тираж 500 экз. Заказ № 1054

Библиотечно-издательский комплекс
Сибирского федерального университета
660041, Красноярск, пр. Свободный, 82а
Тел. (391) 206-26-67; http://bik.sfu-kras.ru
E-mail: publishing_house@sfu-kras.ru