

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Сибирский федеральный университет

**МЕХАНИКА**  
**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**  
**ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Учебно-методическое пособие

*Электронное издание*

Красноярск  
СФУ  
2013

УДК 621.81.001.63:531(07)

ББК 34.42я73

М50

Рецензенты: Смирнов Н. А., д-р техн. наук, доц. СибГАУ им. акад. М.Ф. Решетнёва; Москвичев В. В., д-р техн. наук, проф., зам. директора по науке ИВМ СО РАН

Составители: Синенко Евгений Григорьевич,  
Сенькин Владимир Иванович,  
Меновщиков Владимир Александрович

М50 Механика. Курсовое проектирование деталей машин: учебно-методическое пособие [Электронный ресурс] / сост.: Е. Г. Синенко, В. И. Сенькин, В. А. Меновщиков. – Электрон. дан. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2013. – Систем. требования: РС не ниже класса Pentium I; 128 Mb RAM; Windows 98/XP/7; Adobe Reader V8.0 и выше. – Загл. с экрана.

*Приведены методические указания по выполнению чертежей основных деталей машин, правила оформления документации, учтены изменения в расчете зубчатых и червячных передач.*

*Для студентов очной формы обучения направлений 200101.65 «Приборостроение», 210201.65 «Проектирование и технологии электронных средств», а также для студентов заочной формы обучения направлений 140101, 140104 «Охрана окружающей среды».*

УДК 621.81.001.63:531(07)

ББК 34.42я73

© Сибирский  
федеральный  
университет, 2013

Учебное издание

Подготовлено к публикации ИЦ БИК СФУ

Подписано в свет 18.04.2013 г. Заказ 721.  
Тиражируется на машиночитаемых носителях.

Издательский центр

Библиотечно-издательского комплекса  
Сибирского федерального университета  
660041, г. Красноярск, пр. Свободный, 79  
Тел/факс (391)206-21-49. E-mail [rio@sfu-kras.ru](mailto:rio@sfu-kras.ru)  
<http://rio.sfu-kras.ru>

## **ВВЕДЕНИЕ**

Целью курсового проекта является приобретение навыков и умений выполнять проектирование и конструирование приводов различных машин и механизмов (например, ленточных и цепных конвейеров, испытательных станков, грузоподъемных устройств и др.).

Как правило, объект проектирования включает асинхронный нерегулируемый электродвигатель, основание привода (фундаментная плита или рама), передаточный механизм (редуктор), другие передачи и муфты. В рамках НИРС могут быть использованы приводы других конструкций, присущие конкретным машинам, изучаемым по профилю специальности.

Курсовое проектирование является главным компонентом в освоении курса «Механика» и «Прикладная механика». Практические занятия и лабораторные работы, предусмотренные учебным планом, нацелены на углубленное изучение наиболее важных разделов курса и качественное выполнение проекта. Поэтому проектирование выполняется сквозным методом в течение двух семестров. В осеннем семестре студенты осуществляют подбор литературы, поиск аналогов приводов, кинематический расчет и выбор электродвигателя, выполняют компоновочный эскиз редуктора, расчеты передач редуктора, расчет ременной или цепной передачи, эскизный чертеж узла тихоходного вала редуктора.

В весеннем семестре выполняется основной объем работы: эскизный проект редуктора и привода, рабочие чертежи типовых деталей, оформление расчетно-пояснительной записки.

Эскизную проработку сборочных единиц и деталей проекта желательно выполнять на миллиметровой бумаге. Окончательный проект представляется на листах формата А1, в объеме, указанном в техническом задании. Расчетно-пояснительная записка оформляется в соответствии с ГОСТ 2.106-68 на листах формата А4 с соответствующими основными надписями и титульным листом.

Если при разработке проекта применялись современные информационные технологии, то результаты разработки должны быть представлены в виде распечаток (твердых копий) на листах формата А3 и А4 с приложением дискет (дисков) или указанием имен файлов, хранящихся в сервере кафедры.

Материал учебного пособия расположен в том порядке, в котором следует работать над проектом. Даны варианты типовых конструкций редукторов и приводов.

Использование пособия «Механика. Курсовое проектирование деталей машин» вместе с рекомендованной литературой позволяет студенту творчески подойти к заданию курсового проекта и выбрать наиболее оптимальный вариант конструктивных исполнений.

При выполнении курсового проекта:

- выбирают техническое задание на проектирование; номер задания определяют по сумме двух последних цифр зачетной книжки (студенческого билета), вариант – по последней цифре номера;
- рассчитывают мощность двигателя и выбирают его; с учетом данных выбранного двигателя выполняют кинематический расчет привода;
- выбирают материалы, назначают термообработку и рассчитывают допускаемые напряжения для всех зубчатых передач;
- проводят проектный и проверочный расчеты передач, выполняют геометрический расчет зубчатых и червячных колес;
- выполняют расчеты ременных или цепных передач;
- выполняют эскизную компоновку редуктора и определяют предварительные размеры валов;
- проводят проверочные расчеты валов, подбирают и проверяют подшипники качения;
- выполняют сборочный чертеж редуктора, привода и рабочих чертежей 2–3-х основных деталей (по указанию руководителя);
- оформляют пояснительную записку.

# 1. МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Выбор материалов при конструировании деталей машин возможен только при полном знании их физико-механических характеристик, технологических свойств и стоимости.

Основными физико-механическими характеристиками являются:

- прочность, характеристику которой определяют предел прочности  $\sigma_B$ ; предел текучести  $\sigma_T$ ; предел выносливости  $\sigma_{-1}$ ;
- износостойкость, характеризуемая твердостью по Бринеллю – HB; твердостью по Роквеллу – HRC; твердостью по Виккерсу – HV;
- жесткость, характеризуемая модулем упругости E первого рода и модулем упругости G второго рода;
- антифрикционность, характеризуемая коэффициентом трения скольжения f;
- коррозионная стойкость, характеризуемая стойкостью материала к коррозии в агрессивных средах;
- другие характеристики, такие, как, упругость, коэффициент объемного расширения, теплопроводность, электропроводность и другое.

Технологические свойства материала обеспечивают наиболее экономичный способ получения заготовки детали и ее обработки в производственных условиях.

К ним относятся: обрабатываемость резанием; литейные качества, обеспечивающие получение заготовки литьем; обрабатываемость давлением и способность изменять физико-механические характеристики при термической и химико-термической обработке.

При расчете деталей машин на прочность применяют такие регламентированные характеристики материалов, как:

- $[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение при растяжении;
- $\sigma_{-1p}$  – предел выносливости при растяжении;
- $[\sigma_{из}]$  – допускаемое напряжение при изгибе;
- $[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение при смятии;
- $[\tau_{ср}]$  – допускаемое напряжение на срез;
- $[\tau_{кр}]$  – допускаемое напряжение при кручении.

Нагрузки, действующие на детали:

- I – статическая нагрузка;
- II – переменная нагрузка от нуля до максимума (пульсирующая);
- III – знакопеременная нагрузка (симметричная).

В справочной литературе твердость материалов часто указывают в разных единицах измерения. В таблице 1.1 дано соотношение между этими единицами.

Таблица 1.1

**Соотношение твердостей материалов и сплавов (ориентировочное)**

HB	HRC	HV									
143	-	144	170	-	171	207	18	209	255	26	255
146	-	147	174	-	174	212	19	213	262	27	261
149	-	149	179	-	177	217	20	217	269	28	272
153	-	152	183	-	183	223	21	221	277	29	278
156	-	154	187	-	186	229	22	226	287	30	285
159	-	159	192	-	190	235	23	235	293	31	291
163	-	162	196	-	197	241	24	240	302	33	305
166	-	165	202	-	201	248	25	250	311	34	312
321	35	320	402	43	423	512	52	587	-	65	940
332	36	335	418	44	435	532	54	606	-	67	1021
340	37	344	430	45	460	555	56	649	-	69	1114
351	38	361	444	47	474	578	58	694	-	72	1220
364	39	380	460	48	502	600	59	746			
375	40	390	477	49	534	627	61	803			
387	41	401	495	51	551	652	63	867			

**Углеродистая сталь обыкновенного качества (ГОСТ 380-71)**

Поставляется трех групп: А – по механическим свойствам; Б – по химическому составу; В – по механическим свойствам и химическому составу.

Сталь изготавливают следующих марок: группы А – Ст0, Ст1, Ст2, Ст3, Ст4, Ст5; группы Б – БСт0, БСт1, БСт2, БСт3, БСт4, БСт5, БСт6; группы В – ВСт1, ВСт2, ВСт3, ВСт4, ВСт5. Букву А в обозначении марки не указывают.

Механические свойства углеродистой стали обыкновенного качества приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2

**Механические свойства (МПа) некоторых углеродистых сталей обыкновенного качества**

Марка стали	$\sigma_B$	$\sigma_T$	[ $\sigma_p$ ]			[ $\sigma_{и}$ ]			[ $\tau_{кр}$ ]			[ $\tau_{ср}$ ]			[ $\sigma_{см}$ ]	
			I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II
Ст2	390	230	115	80	60	140	100	80	85	65	50	70	50	40	175	120
Ст3	430	250	125	90	70	150	110	85	95	65	50	75	50	40	190	135
Ст4	480	270	140	95	75	170	120	95	105	75	60	85	65	50	210	145
Ст5	570	290	165	115	90	200	140	110	125	90	70	100	65	55	250	175
Ст5	600	320	195	140	110	230	170	135	145	105	80	115	85	65	290	210

Примечание.  $\sigma_с$  – предел прочности;  $\sigma_T$  – предел текучести;

[ $\sigma_p$ ] – допускаемое напряжение на растяжение;

[ $\sigma_{и}$ ] – допускаемое напряжение на изгиб;

[ $\tau_{кр}$ ] – допускаемое напряжение на кручение;

[ $\tau_{ср}$ ] – допускаемое напряжение на срез;

[ $\sigma_{см}$ ] – допускаемое напряжение на смятие.

**Углеродистая качественная конструкционная сталь (ГОСТ 1050-74)**

Выпускают сталь следующих марок: 08, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 60Г, 65Г, 70Г. В обозначении стали цифры означают содержание углерода в сотых долях процента, буква Г – содержание марганца (около 1%).

**Легированная конструкционная сталь (ГОСТ 4543-714)**

Сталь изготавливают следующих основных марок: 20Х, 30Х, 35Х, 40Х, 45Х, 50Х, 30ХМА, 35ХМ, 18ХГ, 20ХГСА, 30ХГС, 20ХН, 40ХН, 45ХН, 50ХН, 30ХНЗА, 18ХГТ. В обозначении двузначные цифры слева указывают среднее содержание углерода в сотых долях процента, цифры после букв – процент примерного содержания соответствующего элемента в целых единицах. Отсутствие цифр означает содержание легирующего элемента до 1,5%. Буквы: Х – хром; М – молибден; Г – марганец; С – кремний; Н – никель; Т – титан; А – высококачественная сталь.

Чугун различных марок широко применяют для изготовления литых деталей машин, таких, как блоки и головки блоков цилиндров, корпуса коробок скоростей, корпуса редукторов, ступицы колес, кронштейны тракторов, шкивы, ступицы червячных колес и других.

Применяют серый чугун (ГОСТ 1412-85), ковкий чугун (ГОСТ 1215-79), высокопрочный чугун (ГОСТ 7293-85). Механические свойства отливок круглого сечения из ковкого и серого чугуна приведены в таблицах 1.3–1.4.

Таблица 1.3

**Механические свойства (МПа) отливок круглого сечения из ковкого чугуна**

Марка чугуна	$\sigma_p$	$\sigma_{ск}$	$T_{кр}$	$T_{ср}$	$\sigma_{-1}$	$\sigma_{-1p}$	$T_{-1}$	[ $\sigma_{и}$ ]			[ $\tau_{кр}$ ]			[ $\sigma_p$ ]			[ $\sigma_{сж}$ ]			[ $\sigma_{см}$ ]	
								I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II
КЧ 30-6	300	490	340	270	90	55	80	105	58	40	65	40	36	85	39	25	95	40	25	125	58
КЧ 33-8	330	530	345	290	100	60	90	115	65	45	70	50	40	95	42	27	105	43	27	140	63
КЧ 35-10	350	570	350	300	105	65	95	120	70	50	75	55	43	100	45	30	110	47	30	150	67
КЧ 37-12	370	580	370	320	110	75	100	125	72	55	80	57	45	105	47	33	115	50	38	155	70
КЧ 45-16	450	660	440	340	135	80	120	130	80	60	85	65	55	110	53	35	125	55	35	165	80

Таблица 1.4

Механические свойства (МПа) отливок круглого сечения из серого чугуна

Марка чугуна	$\sigma_{и}$	$\sigma_{в}$	$\sigma_{сж}$	$T_{ср}$	$\sigma_{-1}$	$T_{-1}$	[ $\sigma_{и}$ ]			[ $T_{кр}$ ]			[ $\sigma_{в}$ ]			[ $\sigma_{сж}$ ]		
							I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
СЧ15	320	150	650	240	70	50	70	40	30	53	30	22	33	20	14	145	83	14
СЧ18	360	180	700	260	80	60	80	50	35	58	36	26	40	25	18	155	95	18
СЧ21	400	210	750	280	100	80	88	57	43	62	45	35	45	30	22	165	110	22
СЧ24	440	240	850	300	120	100	97	67	52	65	52	43	53	35	28	185	125	28
СЧ28	480	280	1000	350	140	110	100	75	60	77	60	48	62	45	35	220	155	35
СЧ32	520	320	1100	390	150	120	115	80	65	85	65	50	70	48	37	240	165	37
СЧ36	560	360	1200	400	160	135	125	75	70	90	70	52	78	55	42	260	185	42
СЧ40	600	400	1300	460	170	145	130	95	75	100	75	54	85	57	53	280	190	43
СЧ44	640	440	1400	500	200	150	140	105	85	110	85	56	100	75	60	310	200	60

Примеры обозначений чугуна:

1. Отливки из серого чугуна марки СЧ25 – СЧ25 ГОСТ 1412-85.
2. Отливки из ковкого чугуна марки КЧ30-6 – КЧ30-6 ГОСТ 1215-79.
3. Отливки из высокопрочного чугуна марки ВЧ60-6 – ВЧ60-6 ГОСТ 7293-85.

Цветные металлы и сплавы

Алюминиевые сплавы (табл. 1.5) – силумин (алюминий-кремний), дюралюмин (алюминий-медь-марганец), магналий (алюминий-магний). Алюминиевые литейные сплавы АП (ГОСТ 2685-75) выпускают 37 марок, подразделенных на пять групп в зависимости от их основы, и используют их для получения фасонных отливок. Алюминиевые деформируемые сплавы (ГОСТ 4784-74) предназначены для изготовления листов, лент, полос, профилей, прутков труб и проволоки.

Таблица 1.5

Назначение некоторых марок алюминиевых сплавов

Марка	$\sigma_{в}$ , МПа	Область применения
АЛ2	160	Тонкостенное литье, роторы вентиляторов
АЛ5	200	Средненагруженные корпусные детали, головки цилиндров двигателей внутреннего сгорания
АЛ6	240	Детали карбюраторов и арматура двигателей
АЛ8	290	Детали, воспринимающие повышенные вибрационные нагрузки
АМц	100	Емкости для жидкостей, проволока для заклепок

Примеры обозначений:

1. Пруток из сплава марки Д16 (дюралюмин), закаленный и естественно состаренный (Т), нормальной прочности, круглый (КР), диаметр 50 мм, нормальной точности (Н) изготовления, немерной длины (НД):  
пруток Д16 Т. КР. 50Н×НД ГОСТ 21488-76.
2. Лист из сплава марки АД1, без термической обработки, обычной отделки поверхности, нормальной точности изготовления, толщиной 5 мм, шириной 1000 мм, длиной 2000 мм:  
лист АД - 5×1000×2000 ГОСТ 21631-76.

Латунь (табл. 1.6) – сплав меди с цинком и другими компонентами. В маркировке латуни по ГОСТ 17711-80 указывают процентное содержание компонентов. Например, латунь ЛЦ30А3 содержит 30% цинка и 3% алюминия, латунь ЛЦ23А6ЖЗМЦ2 – 23% цинка, 6% алюминия, 3% железа, 2% марганца. Латунь с содержанием цинка до 10% называют томпаком, а от 10 до 20% – полутомпаком.

Назначение некоторых марок латуни

Марка латуни		$\sigma_b$ , МПа	Область применения
по ГОСТ 17711-80	по ГОСТ 17711-80 и ГОСТ 15527-70		
Л90		400	Трубки радиаторов двигателей внутреннего сгорания, для деталей машин и приборов
ЛЦ30А3	ЛА67-2,5	290	Коррозионностойкие детали
ЛЦ25С2	ЛВОС	150	Штуцеры гидросистем автомобилей
ЛЦ23А6ЖЗМц2	ЛАЖМц66-6-3-2	690	Сепараторы подшипников, венцы червячных колес

Примеры обозначений:

1. Пруток из латуни марки Л60, тянутый, круглый, высокой точности изготовления, диаметром 10 мм:

пруток Л60 Т. КР. В. Т. -10 – ГОСТ 1066-80.

2. Лист из латуни марки Л63, горячекатаный, толщиной 5 мм, шириной 600 мм, длиной 1500 мм:

лист Л63 Гк 5×600×1500 ГОСТ 15527-70.

Бронза (табл. 1.7) – сплав меди с оловом (оловянистые бронзы) и сплавы меди с алюминием, бериллием, кремнием, марганцем, железом и т.д.

Таблица 1.7

Область применения некоторых бронз

Марка бронзы	$\sigma_b$ , МПа	Область применения
БрС30	60	Антифрикционные детали
БрМц3Н3Ц3С20Ф	160	Подшипники скольжения, направляющие втулки, антифрикционные детали
БрА7Мц15Ж3НгЦ2	610	Мембраны, пружины, гайки
БрА10Ж4Н4	590	Седла клапанов, направляющие втулки выхлопных клапанов, шестерни
БрА9Ж3	400	Втулки, шестерни, седла клапанов, гайки, зажимы винтов
БрА10Мц2	490	Антифрикционные детали, детали арматуры, работающей в воде, жидком топливе, детали для электрооборудования
БрА9Мц2	390	

Из оловянно-фосфористой и алюминиево-железистой бронз изготавливают подшипниковые втулки и вкладыши, венцы червячных колес и другое.

Безоловянные литейные бронзы выпускают по ГОСТ 493-79, а обрабатываемые давлением – по ГОСТ 18175-78. В маркировке бронзы указывают процентное содержание компонентов. Например, бронза БрА9Ж3 содержит 9% алюминия и 3% железа.

### Неметаллические материалы

Из неметаллических материалов наибольшее применение в сельхозмашиностроении находят пластмассы, которые являются наиболее распространенным заменителем черных и цветных металлов и обладают достаточно высокой прочностью и износостойкостью. Различают пластмассы двух типов:

- термореактивные – при повторном нагревании не размягчаются, а детали, изготовленные из них и вышедшие из строя, идут в утилизацию;

- термопластичные – при повторном нагревании размягчаются и из них повторно могут быть изготовлены детали.

Из пластмасс могут быть изготовлены многие детали машин, редукторов, приборов и т. д. (табл. 1.8).

Таблица 1.8

Применение пластмасс в машиностроении

Тип материала	Назначение
Стеклопластики	Кабины, корпуса, поддоны, воздуховоды, электроизоляционные детали
Фенопласты	Детали управления, кожухи, корпуса, крышки, резервуары, тормозные колодки, электроизоляционные детали
Полиолефины	Трубы, детали, арматура, зубчатые и червячные колеса, фильтры масляных и водных систем, рабочие органы гидромашин, подшипники скольжения
Полиамиды	Антифрикционные детали машин, подшипники и втулки, вкладыши, шестерни
Фторопласты	Подшипники скольжения, уплотнения, электроизоляционные детали, панели, щитки, корпуса приборов
Полиформальдегид	Зубчатые и червячные колеса, болты, подшипники скольжения, детали приборов точной механики, пружины
Поликарбонат	Зубчатые и червячные колеса, ролики и катки, трубы, арматура
Пентапласты	Зубчатые и червячные колеса, подшипники скольжения, уплотнения, детали приборов точной механики, болты, гайки, шайбы

Конструкционный текстолит (ГОСТ 5-78) представляет собой слоистый прессованный материал, состоящий из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани (отходы текстильной промышленности), пропитанный терморезактивными смолами. Область применения текстолитов и их физико-механические свойства приведены в таблицах 1.9–1.10.

Таблица 1.9

Области применения текстолитов

Марка текстолита	Назначение
ПТК	Зубчатые колеса, втулки, подшипники скольжения, ролики, прокладки, панели и другие изделия технического назначения
ПТ	
ПТМ-1	Вкладыши подшипников прокатных станков и другие изделия технического назначения
ПТМ-2	

Таблица 1.10

Физико-механические характеристики текстолитов

Показатель	ПТК	ПТ	ПТМ-1	ПТМ-2
Плотность, г/см <sup>3</sup>	1,3–1,4			
Разрушающее напряжение, МПа, не менее:				
при изгибе	150	145	-	120
при растяжении	100	90	-	-
при сжатии:				
перпендикулярно слоям	255	240	200	-
параллельно слоям	155	140	120	120
Модуль упругости, МПа	(40–65) · 10 <sup>3</sup>			
Коэффициент трения:				
без смазки	0,32			
со смазкой	0,02			

Пример обозначения текстолитов марки ПТ толщиной 3 мм 1-го сорта и марки ПТМ-1 толщиной 20 мм:

текстолит ПТ-3, сорт 1 ГОСТ 5-78;

текстолит ПТМ-1-20 ГОСТ 5-78.

## 2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

### 2.1. Выбор электродвигателя

Для выбора электродвигателя определяют требуемую его мощность и частоту вращения.

Потребляемую мощность ( $P_{\text{вых}}$ , кВт) привода (мощность на выходе) задают в бланке задания на курсовой проект. Если  $P_{\text{вых}}$  не задана, то ее можно определить, используя другие исходные данные по формулам:

$$P_{\text{вых}} = \frac{F_t \cdot v}{10^3}, \text{ кВт},$$

где  $F_t$ , Н – окружная сила на барабане ленточного и звездочке цепного конвейера;  
 $v$ , м/с – скорость движения ленты или цепи конвейера;

$$P_{\text{вых}} = \frac{T_{\text{вых}} \cdot \omega_{\text{вых}}}{10^3}, \text{ кВт},$$

где  $T_{\text{вых}}$ , Н·м – вращающий момент на выходном валу привода;  
 $\omega_{\text{вых}}$  – угловая скорость на выходном валу привода, с<sup>-1</sup>.  
 Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{\text{э.пр}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}},$$

где  $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n$  – КПД отдельных передач кинематической цепи с учетом потерь в подшипниках (см. табл. 2.1).

Таблица 2.1

Значения коэффициентов полезного действия

Тип передачи	$\eta$
Зубчатая (с опорами, закрытая): цилиндрическая коническая	0,96...0,98 0,95...0,97
Планетарная: одноступенчатая двухступенчатая	0,9...0,95 0,85...0,9
Червячная (закрытая) при передаточном числе: св. 30 св. 14 до 30 св. 8 до 14	0,7...0,8 0,75...0,85 0,8...0,9
Ременная (все типы)	0,94...0,96
Цепная	0,92...0,95
Муфта соединительная	0,98
Подшипники качения (одна пара)	0,99

Если на данном этапе расчета затруднительно определить передаточное число червячной передачи, то предварительно можно принять  $\eta = 0,8$ .

Требуемая частота вращения вала электродвигателя

$$n_{\text{э.пр}} = n_{\text{вых}} \cdot u_1 \cdot u_2 \dots u_n,$$

где  $u_1, u_2, \dots, u_n$  – передаточные числа передач привода (см. табл. 2. 2);

### Кинематический расчет

$$n_{\text{вых}} = \frac{30 \cdot \omega_{\text{вых}}}{\pi} \text{ или } n_{\text{вых}} = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot v}{\pi D_{\text{б}}} \text{ или } n_{\text{вых}} = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot v}{\pi D_{\text{зв}}},$$

где  $\omega_{\text{вых}}$  – угловая скорость на выходном валу привода, с<sup>-1</sup>;

$D_{\text{б}}$  – диаметр барабана конвейера, мм;

$D_{\text{зв}}$  – делительный диаметр тяговой звездочки, мм;

$v$  – скорость движения ленты (цепи), м/с.

Электродвигатель подбирают с мощностью  $P$ , кВт и частотой вращения  $n$ , мин<sup>-1</sup> ротора, ближайшими к  $P_{\text{э.тр}}$  и  $n_{\text{э.тр}}$ . Значения параметров электродвигателей приведены в таблицах 2.3–2.4.

Таблица 2.2

#### Значения передаточных чисел

Вид передачи	Твердость зубьев НВ или HRC	Передаточное число	
		$U_{\text{рек}}$	$U_{\text{пред}}$
Зубчатая цилиндрическая тихоходная ступень во всех редукторах ( $U_{\text{т}}$ )	≤HB 350	2,5...5	6,3
	HRC 40...56	2,5...5	6,3
	HRC 56...63	2...4	5,6
Быстроходная ступень в редукторах с развернутой схемой ( $U_{\text{Б}}$ )	≤HB 350	3,15...5	8
	HRC 40...56	3,15...5	7,1
	HRC 56...63	2,5...4	6,3
Быстроходная ступень в соосном редукторе ( $U_{\text{Б}}$ )	≤HB 350	4...6,3	10
	HRC 40...56	4...6,3	9
	HRC 56...63	3,15...5	8
Коническая зубчатая	≤HB 350	1...4	6,3
	≥HRC 40	1...4	5
Червячная	-	16...50	80
Цепная	-	1,5...4	10
Ременная	-	2...4	8

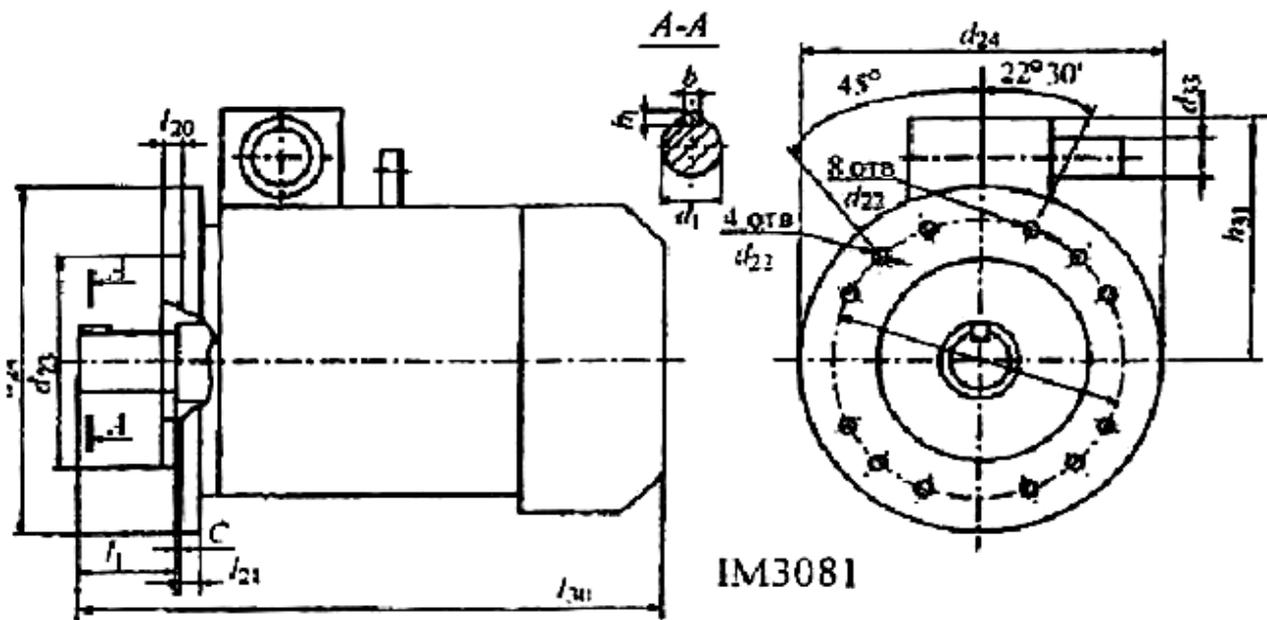
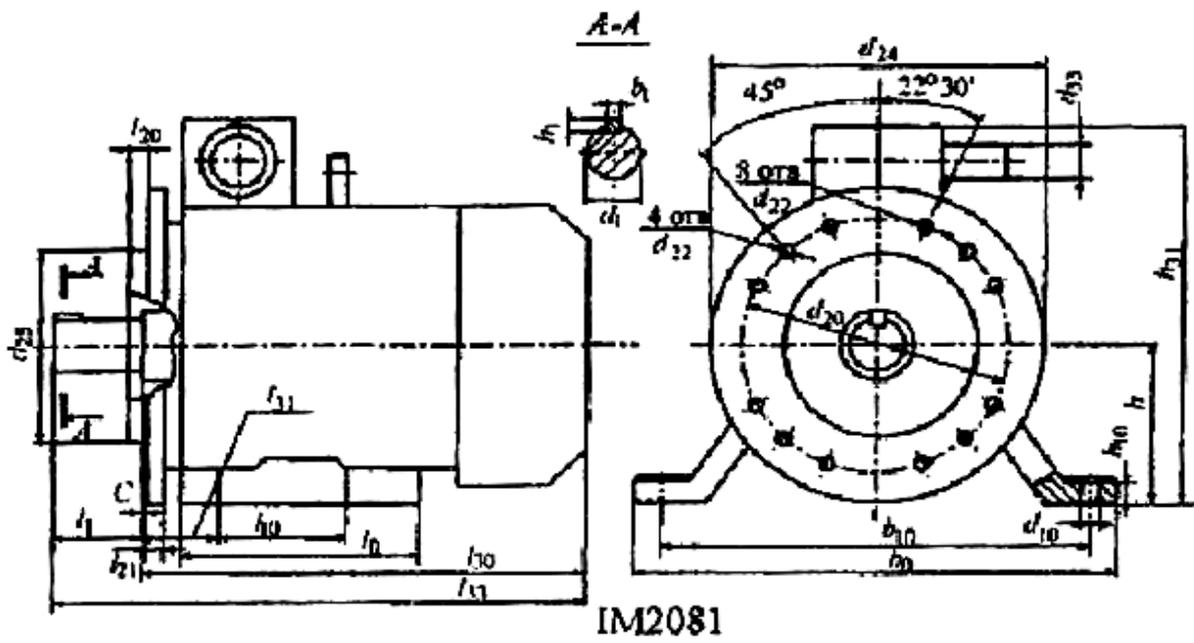
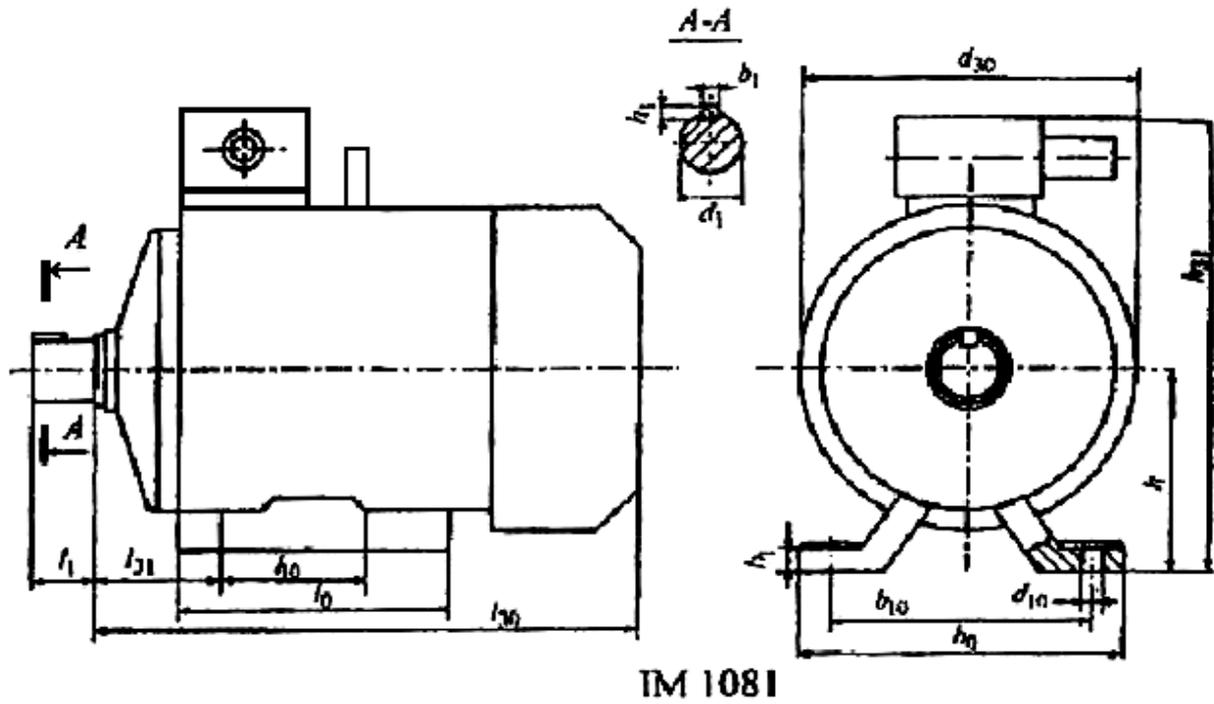
Таблица 2.3

#### Технические данные двигателей серии АИР (тип/асинхронная частота вращения, мин<sup>-1</sup>)

Мощность, кВт	Синхронная частота, мин <sup>-1</sup>			
	3000	1500	1000	750
0,37	-	-	71A6/915	-
0,55	-	71A4/1357	71B6/815	-
0,75	71A2/2820	71B4/1350	80A6/920	90LA8/705
1,1	71B2/2805	80A4/1395	80B6/920	90LB8/715
1,5	80A2/2850	80B4/1395	90L6/925	100L8/702
2,2	80B2/2850	90L4/1395	100L6/945	112MA8/709
3	90L2/2850	100S4/1410	112MA6/950	112MB8/709
4	100S2/2850	100L4/1410	112MB6/950	132S8/716
5,5	100L2/2850	112M4/1432	132S6/960	132M8/712
7,5	112M2/2895	132S4/1440	132M6/960	160S8/727 <sup>3</sup>
11	132M2/2910	132M4/1447	160S6/970 <sup>4</sup>	160M8/727 <sup>3</sup>
15	160S2/2910 <sup>1</sup>	160S4/1455 <sup>2</sup>	160M6/970 <sup>5</sup>	180M8/731
18,5	160M2/2910 <sup>1</sup>	160M4/1455 <sup>2</sup>	180M6/980 <sup>3</sup>	-
22	180S2/2919 <sup>1</sup>	180S4/1462 <sup>3</sup>	-	-
30	180M2/2925 <sup>1</sup>	180M4/1470 <sup>1</sup>	-	-

Примечание: 1. Отношение максимального вращающего момента к номинальному  $T_{\text{max}}/T=2,2$ ; для отмеченных знаками: 1 –  $T_{\text{max}}/T=2,7$ ; 2 –  $T_{\text{max}}/T=2,9$ ; 3 –  $T_{\text{max}}/T=2,4$ ; 4 –  $T_{\text{max}}/T=2,5$ ; 5 –  $T_{\text{max}}/T=2,6$ . 2. Пример обозначения двигателя: «Двигатель АИР100L2 ТУ 16 – 525.564 – 84».

Электродвигатели серии АИР; основные размеры, мм



Тип двигателя	Число полюсов	Исполнение																			
		IM1081, IM2081, IM3081					IM1081	IM1081 и IM2081						IM2081 и IM3081					IM3081		
		d <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>30</sub>	b <sub>1</sub>	h <sub>1</sub>	d <sub>30</sub>	l <sub>10</sub>	l <sub>31</sub>	d <sub>10</sub>	b <sub>10</sub>	h	h <sub>10</sub>	h <sub>31</sub>	l <sub>21</sub>	l <sub>21</sub>	d <sub>20</sub>	d <sub>22</sub>	d <sub>24</sub>	d <sub>25</sub>	h <sub>37</sub>
71A,B	2,4,6,8	19	40	273	6	6	170	90	45	7	112	71	9	188	3,5	10	165	12	200	130	117
80A		22	50	297			8	7	190	100	50	10	125	80							10
80B				321	210	125									56	140	90	11	225	135	
90L		24	60	337	8	7	240	112	63	12	160	100	12	247	4	14	215	15	250	180	147
100S		28		360				140													70
100L			391	80	435	10	8	246	140	70	12	190	112	13	325	5	18	300	19	350	250
112M	2,4,6,8	32	460																		
132S	4,6,8	38	498	12	9	334	178	108	15	254	160	18	385	5	15	300	19	350	250	250	
132M	2,4,6,8																				38
160S	2	42	630	12	9	334	178	108	15	254	160	18	385	5	15	300	19	350	250	250	
	4,6,8																				48
160M	2	42	660	12	8	334	178	108	15	254	160	18	385	5	15	300	19	350	250	250	
	4,6,8																				48
180S	2	48	630	14	9	375	203	121	15	279	180	20	448	5	18	350	19	400	300	260	
	4																				55
180M	2	48	680	14	9	375	203	121	15	279	180	20	448	5	18	350	19	400	300	260	
	4,6,8																				55

Примечание: 1. Фланцы изготовляют с отверстиями  $d_{22}$  гладкими или резьбовыми. Размеры фланца с резьбовыми отверстиями – см. ГОСТ 28330-89. 2. Выступающие концы валов двигателей изготовляют следующих исполнений:

- цилиндрические со шпонкой;
- цилиндрические без шпонки с резьбовым концом;
- цилиндрические со шпонкой с резьбовым концом;
- конические без шпонки с резьбовым концом;
- конические со шпонкой с резьбовым концом;
- конические со шпонкой и внутренней резьбой.

Если требуемая частота  $n_{э.тр}$  окажется примерно в середине между двумя стандартными значениями, то следует сравнить размеры обоих двигателей. Обозначение двигателей (см. табл. 2.3) содержит две или три цифры, после которых приведены буквы, например: 90L, 100S, 112M. Цифрами обозначен размер  $h$  – высота центра вала от опорной поверхности лапок двигателя. Рекомендуется выбирать электродвигатель с меньшим значением  $h$ , так как размеры и стоимость такого двигателя меньше. Если размер  $h$  у обоих двигателей одинаков, надо выбрать двигатель с меньшей частотой вращения. Масса, размеры и стоимость обоих двигателей примерно одинаковы, а передаточные числа и, следовательно, размеры передачи будут меньше.

### 2.2. Уточнение передаточных чисел

После выбора числа оборотов электродвигателя  $n_{дв}$  определяют общее передаточное число привода:

$$u_{общ} = \frac{n_{дв}}{n_{вых}}$$

Полученное значение распределяют между редуктором и другими передачами.

Если в схеме привода отсутствуют одновременно ременная и цепная передача, то передаточное число редуктора:

$$u_{ред} = u_{общ}$$

Если в задании предусмотрен одноступенчатый редуктор и передача с гибкой связью (ременная или цепная), то

$$u_{общ} = u_{рем} \cdot u_{ред} \text{ ИЛИ } u_{общ} = u_{ред} \cdot u_{цеп}$$

где  $u_{рем}$  – передаточное число ременной передачи;

$u_{цеп}$  – передаточное число цепной передачи.

Задаваясь значениями  $u_{рем}$  и  $u_{цеп}$  (см. табл. 2.2) находят значения  $u_{ред}$ :

$$u_{ред} = \frac{u_{общ}}{u_{рем}} \text{ ИЛИ } u_{ред} = \frac{u_{общ}}{u_{цеп}}$$

Полученные значения передаточных чисел согласовывают с таблицей 2.5

Таблица 2.5

#### Значения передаточных чисел

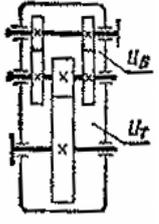
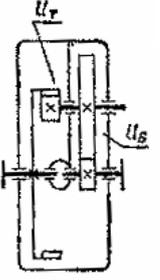
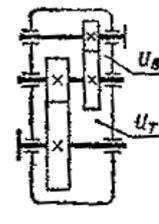
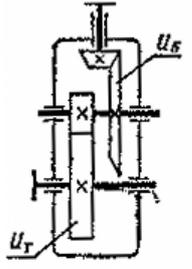
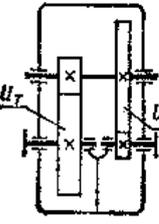
Для цилиндрических зубчатых передач по СТ СЭВ 221-75:	
1-й ряд –	1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0;
2-й ряд –	1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0;
Для конических зубчатых передач по ГОСТ 12289-76:	
	1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,3
Для червячных передач по ГОСТ 2144-76:	
1-й ряд –	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80;
2-й ряд –	9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71

Окончательное значение передаточного числа гибкой связи необходимо уточнить по формулам:

$$u_{рем} = \frac{u_{общ}}{u_{ред}}, \quad u_{цеп} = \frac{u_{общ}}{u_{ред}}$$

Если в схеме привода предусмотрен двухступенчатый редуктор, то разбивку  $u_{ред}$  по ступеням, то есть  $u_{ред} = u_B \cdot u_T$ , выполняют с использованием таблицы 2.6.

Передаточные отношения ступеней редуктора

Схема редуктора	Передаточное число		Схема редуктора	Передаточное число	
	$u_B$	$u_T$		$u_B$	$u_T$
	$\frac{u_{ред}}{u_T}$	$0,88\sqrt{u_{ред}}$		$2\sqrt[3]{u_{ред}}$	$\frac{u_{ред}}{u_B}$
				$\frac{u_{ред}}{u_T}$	$1,1\sqrt{u_{ред}}$
	$\frac{u_{ред}}{u_T}$	$0,95\sqrt{u_{ред}}$	Планетарные двухступенчатые редукторы: $u_{ред} \leq 25$ $u_{ред}$ свыше 25 До 63 $u_{ред}$ свыше 63	4 $\frac{u_{ред}}{6,3}$ 10	$\frac{u_{ред}}{4}$ 6,3 $0,1u_{ред}$

### 2.3. Частота вращения и угловые скорости валов

По кинематической схеме привода определяют количество валов. Первым считается вал электродвигателя с частотой вращения  $n_n = n_1$  (номинальная частота по табл. 2.3).

Если в приводе есть ременная передача, то частота вращения быстроходного вала редуктора равна:

$$n_B = \frac{n_1}{u_{рем}}$$

Если в заданной схеме нет ременной передачи, то частота вращения первого (входного) вала редуктора равна частоте вращения вала электродвигателя:

$$n_B = n_1$$

Частота вращения второго (тихоходного) вала одноступенчатого редуктора:

$$n_T = n_2 = \frac{n_B}{u_{ред}}$$

Для двухступенчатых редукторов частота вращения промежуточного и тихоходного валов:

$$n_{II} = \frac{n_B}{u_B}, n_T = \frac{n_{II}}{u_T}.$$

При наличии цепной передачи частота вращения выходного вала привода:

$$n_{\text{вых}} = \frac{n_T}{u_{\text{ц}}},$$

где  $n_T$  – частота вращения тихоходного (выходного) вала;

$u_{\text{ц}}$  – передаточное число цепной передачи.

Угловые скорости валов:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}, \omega_2 = \frac{\pi n_2}{30}, \omega_3 = \frac{\pi n_3}{30} \text{ и т. д.}$$

#### 2.4. Вращающие моменты и передаваемые мощности на валах

Вращающий момент на выходном валу:

$$T_1 = \frac{P_{\text{в.в}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{в.в}}}, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $\omega_{\text{в.в}}$  – угловая скорость на выходном валу.

В дальнейшем расчет ведут с учетом передаточного числа и КПД пары, передающей движение с вала на вал, то есть:

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_1;$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_2 \cdot \eta_2;$$

$$T_4 = T_3 \cdot u_3 \cdot \eta_3 \text{ и т.д.}$$

При определении мощностей на валах используют КПД соответствующих передач:

$$P_1 = P_{\text{э.пр}}, \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1;$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \text{ и т.д.},$$

где  $P_1, P_2, P_3$  – мощности на валах;

$\eta_1, \eta_2, \eta_3$  – КПД передач (см. табл. 2.1).

Для удобства пользования полученными кинематическими параметрами в последующих расчетах целесообразно заготовить таблицу, число строк которой равно общему числу валов (табл. 2.7).

Таблица 2.7

Кинематические параметры валов

N валов	n, мин <sup>-1</sup>	ω, с <sup>-1</sup>	T, Н·м	P, кВт
1				
2				
3				
4				
5				

### 3. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

#### 3.1. Выбор материалов и вида термообработки

##### 3.1.1. Цилиндрические и конические передачи

В зависимости от вида изделия, условий его эксплуатации и требований к габаритным размерам выбирают необходимую твердость колес и материалы для их изготовления. В силовых передачах чаще всего применяют стали. Передачи со стальными зубчатыми колесами имеют минимальную массу и габариты, тем меньше, чем выше твердость рабочих поверхностей зубьев, которая, в свою очередь, зависит от марки стали и варианта термической обработки.

В производственных условиях при проектировании и изготовлении редукторов выбор материалов и назначение термической обработки осуществляют на базе опыта конструкторов и технологов.

В курсовом проектировании при выборе марок сталей и термической обработки для шестерен и колес можно руководствоваться данными таблицы 3.1 и приведенными ниже рекомендациями.

Таблица 3.1

**Механические свойства (МПа) некоторых углеродистых качественных легированных конструкционных сталей**

Марка стали	Термообработка	$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\sigma_{1P}$	$\sigma_{-1}$	$T_{-1}$	[ $\sigma_p$ ]			[ $\sigma_u$ ]			[ $T_{kp}$ ]			[ $T_{cp}$ ]			[ $\sigma_{cm}$ ]	
							I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II			
08	H	330	200	120	450	90	110	80	60	130	95	75	80	60	45	60	40	30	165	120
10	H	340	210	125	155	95	115	85	65	145	100	80	85	65	50	65	45	35	170	125
	Ц-B59	400	250	145	180	110	130	90	70	155	115	90	100	70	55	70	50	40	195	135
15	H	380	230	135	170	100	125	90	70	150	110	85	95	70	55	75	50	40	185	130
	Ц-B59	450	250	130	200	120	145	100	80	175	125	100	110	80	60	85	60	45	210	175
35	H	540	320	190	240	145	180	125	95	210	155	120	135	90	70	110	75	55	270	190
	У	650	380	230	290	175	210	150	115	260	185	145	160	110	85	130	90	70	520	220
	B35	1000	650	360	450	270	330	230	180	400	290	220	250	165	135	200	140	110	800	350
45	H	610	360	220	275	165	200	140	110	240	175	135	150	105	80	125	85	65	300	210
	У	750	450	270	340	205	240	170	135	290	215	170	185	130	100	145	105	80	360	260
	M35	900	650	325	405	245	300	210	160	360	250	200	230	165	120	165	125	95	450	310
	B42	1100	700	375	485	285	350	250	180	400	280	240	260	180	140	185	145	105	550	370
	B48	1200	950	430	540	325	400	280	210	480	340	270	300	210	160	240	170	130	600	420
	ТВЧ56	750	450	270	340	205	240	170	135	290	210	170	185	130	100	145	105	80	360	260
20X	H	600	300	210	260	150	190	135	105	230	165	130	140	100	75	115	85	60	280	200
	У	700	500	280	350	200	240	175	140	290	220	175	180	130	100	145	105	80	360	260
	M59	850	630	340	420	240	290	210	170	350	280	210	220	155	120	175	125	95	430	320
40X	H	630	330	250	310	180	200	155	125	240	190	155	150	115	90	120	95	75	300	230
	У	800	650	320	400	230	270	200	160	320	250	200	200	150	115	160	115	90	400	300
	M39	1100	900	440	550	320	380	280	220	450	340	270	280	200	160	230	165	130	560	420
	M48	1300	1100	520	650	380	440	330	260	530	410	320	330	240	190	270	195	150	670	490
45X	H	650	350	260	320	185	210	160	130	250	195	160	155	115	90	125	95	75	310	240
	У	950	750	380	470	270	320	240	190	380	290	230	240	175	135	190	135	105	480	360
	M48	1400	1200	560	700	400	480	350	280	570	430	350	360	260	200	290	200	160	720	520
50X	H	650	350	260	325	185	210	160	130	250	200	160	160	120	90	125	90	70	310	240
	M48	1500	1300	600	750	430	500	370	300	600	460	370	370	270	210	300	220	170	750	550
40XH	H	780	460	310	390	225	260	195	160	310	240	195	190	140	110	155	115	90	390	290
	M43	1200	1000	480	600	345	410	310	240	490	370	300	310	220	170	250	175	135	620	460
18XГТ	H	700	430	280	350	200	230	175	140	270	210	175	170	125	100	140	100	80	340	260
	Ц-M59	1000	800	400	500	290	330	250	200	400	310	250	250	185	145	200	145	115	490	380

Примечание: H – нормализация; У – улучшение; Ц – цементация; ТВЧ – закалка с нагревом токами высокой частоты; В – закалка с охлаждением в воде; М – закалка с охлаждением в масле. Число после M, B, ТВЧ – среднее значение твердости по HRC.

Римскими цифрами обозначен вид нагрузки: I – статическая нагрузка; II – переменная нагрузка от 0 до max; III – знакопеременная нагрузка.

В зависимости от твердости, обусловленной термической обработкой, стальные зубчатые колеса делят на две основные группы: твердостью  $HV \leq 350$  (нормализация, улучшение) и твердостью  $HV > 350$  (объемная закалка, поверхностная закалка с нагревом ТВЧ, цементация, азотирование). Колеса первой группы изготавливают из качественных углеродистых сталей 40, 45, 50, 50Г и легированных сталей 35Х, 40Х, 45Х, 40ХН и других. Их применяют в мало- и средненагруженных передачах.

Нормализованные зубчатые колеса небольших размеров изготавливают из углеродистых сталей обыкновенного качества Ст5, Ст6 и качественных углеродистых сталей 35, 40, 45, 50, а больших размеров – из стального литья 35Л, 40Л, 45Л, 50Л, 55Л (при работе на окружных скоростях до 5 м/с) или отливок из легированных сталей 40ХНТЛ, 35ГЛ, 35ХГСЛ (при скоростях более 5 м/с).

Материал твердостью  $HV \leq 350$  допускает нарезку зубьев после термообработки, благодаря чему исключаются дорогие отделочные операции (шлифовка, притирка и др.). При этом обеспечиваются хорошая приработка и отсутствие хрупкого разрушения при динамических нагрузках.

Колеса второй группы применяют в тяжелонагруженных передачах и в передачах, к которым предъявляют повышенные требования по массе и размерам. Высокая твердость активных поверхностей зубьев порядка HRC 50...60, достигаемая объемной и поверхностной закалкой, азотированием, цементацией, цианированием, позволяет увеличить допустимые напряжения примерно в 2 раза.

Зубья с большой твердостью активной поверхности плохо прирабатываются и нуждаются в высокой точности изготовления. Применение термической обработки после механической приводит к короблению зубьев и вызывает необходимость дополнительных отделочных операций: шлифовки, притирки, обкатки и других.

Закаленные зубчатые колеса изготавливают из сталей 45, 35Х, 40Х, 40ХН, 30ХН3А, 40ХН2МА и других. Цементированные – из сталей 15, 20, 15Х, 20Х, 12ХН3А, 15ХФ, 18ХГТ, 18Х2Н4А, азотированные – из сталей 38Х2Ю, 38Х2МЮА.

Материал и термообработку выбирают по таблице 3.2

Таблица 3.2

**Рекомендуемые стали и термообработка для зубчатых колес  
(заготовка – поковка (штамповка, прокат))**

Марка стали	Размер сечения, мм, не более	Твердость поверхности	Термообработка	
			Вид	Ориентировочный режим
1	2	3	4	5
40	60	HV 192...228	Улучшение	Закалка в воде (840...860°C), отпуск (550...620°C)
45	80	HV 170...217	Нормализация	Нормализация (850...870°C)
	100	HV 192...240	Улучшение	Закалка в воде (820...840°C), отпуск (560...600°C)
	60	HV 241...285	<<	Закалка в воде (820...840°C), отпуск (520...530°C)
50	80	HV 179...228	Нормализация	Нормализация (840...860°C)
	80	HV 228...255	Улучшение	Закалка (820...840°C), отпуск (560...620°C)
40Х	100	HV 230...260	<<	Закалка (830...850°C), отпуск (540...580°C)
	60	HV 260...280	<<	Закалка (830...850°C), отпуск (500°C)
	60	HRC 50...59	Азотирование	То же с последующим мягким азотированием
45Х	100	HV 230...280	Улучшение	Закалка в масле (840...860°C), отпуск (580...640°C)
	100...300	HV 163...269	<<	То же
	300...500	HV 163...269	<<	<<

1	2	3	4	5
40ХН	100	HB 230...300	<<	Закалка в масле (820...840°С), отпуск (560...600°С)
	100...300	HB ≥ 241	<<	То же
	40	HRC 48...54	Закалка	Закалка в масле (820...840°С), отпуск (180...200°С)
35ХМ	100	HB 241	Улучшение	Закалка в масле (850...870°С), отпуск (600...650°С)
	50	HB 269	<<	То же
	40	HRC 45...53	Закалка	Закалка в масле (850...870°С), отпуск (200...220°С)
40ХНМА	80	HB ≥ 302	Улучшение	Закалка в масле (830...850°С), отпуск (600...620°С)
	300	HB ≥ 217	<<	То же
35ХГСА	150	HB 235	<<	Закалка в масле (850...880°С), отпуск (640...660°С)
	60	HB 270	<<	Закалка в масле (850...880°С), отпуск (500°С)
	40	HB 310	<<	То же
	30	HRC 46...63	Закалка	Закалка в масле (860...880°С), отпуск (200...250°С)
20Х	60	HRC 56...63	Цементация	Закалка, отпуск
12ХНЗА	60	HRC 56...63	<<	То же
25ХГТ	—	HRC 58...63	<<	
38ХМЮА	—	HRC 57...67	Азотирование	Заготовка – улучшение

Для лучшей приработки зубьев твердость шестерни рекомендуется назначать больше твердости колеса для прямозубых передач на 10...15 единиц по шкале HB, имея в виду, что 1 HRC = 10 HB:

$$HB_1 = HB_2 + 10..15. \quad (3.1)$$

Для косозубых передач твердость шестерни должна быть еще больше (для улучшения несущей способности передачи). Рекомендуется:

$$HB_1 = HB_2 + 50..70. \quad (3.2)$$

Чугун используется для изготовления зубчатых колес крупногабаритных тихоходных передач и колес открытых передач. Зубья из чугуна хорошо прирабатываются и противостоят усталостному выкрашиванию и заеданию при плохом смазывании, но имеют малую прочность при изгибе особенно при ударных нагрузках. Рекомендуются чугуны: серый СЧ21 и СЧ24, модифицированный СЧ25, СЧ30 и СЧ35, высокопрочный всех марок, а для неотчетственных зубчатых колес СЧ15 и СЧ18.

Пластмассы применяют для изготовления колес малонагруженных передач (привод распределительного вала двигателей грузовых автомобилей) для уменьшения шума при работе. Главным образом используют текстолит, лигнофоль, капролон, полиформальдегид.

Практикуется покрытие зубьев металлических колес тонким слоем нейлона (0,05...0,5 мм).

### 3.1.2. Червячные передачи

Червяки для силовых передач изготавливают из сталей 15Х, 20Х, 12ХН2, 18ХГТ, 20ХФ, подвергнутых цементации и закалке до твердости HRC 58...63, или сталей 40, 45, 40Х, 40ХН с закалкой до HRC 45...55. Последние применяют в тихоходных и малонагруженных передачах.

Червячные колеса изготавливают преимущественно из бронзы, причем в целях экономии из нее изготавливают лишь зубчатый венец; при скорости скольжения 6...30 м/с применяют более дорогие бронзы – БрОФ 10-1, БрОНФ с высокими антифрикционными и противозадирными свойствами; при скорости менее 6 м/с – менее дорогие безоловянистые бронзы – БрАЖ9-4Л, БрАЖН10-4-4Л. При этом твердость червяка должна быть HRC45 (не менее).

Если скорость скольжения менее 2 м/с, то червячные колеса из экономических соображений изготавливают целиком из чугуна марок СЧ15, СЧ18 и СЧ20.

Скорость скольжения (м/с) при проектном расчете приближенно определяют по формуле

$$V_{ck} = 4.5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}, \quad (3.3)$$

где  $n_1$  – частота вращения червяка, мин<sup>-1</sup>;  $T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м

Материалы для изготовления зубчатых венцов червячных колес условно делят на три группы: 1 – оловянистые бронзы; 2 – безоловянистые бронзы и латуни; 3 – серый чугун.

Выбор материала для венца червячного колеса в зависимости от условий эксплуатации можно проводить по таблице 3.3.

Таблица 3.3

**Материалы для червячных колес**

Группа	Материал	Способ отливки	$\sigma_B$	$\sigma_T$	Скорость скольжения, $V_{ck}, м/с$
			Н/мм <sup>2</sup>		
	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	10–30
I	БрО10Ф1	К	275	200	
		З	230	140	
	БрО5Ц5С5	К	200	90	5–10
		З	145	80	
	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460	
К		650	430		
БрЛ10ЖЗМц1,5	К	550	360		
	З	450	300		
II	БрА9ЖЗЛ	Ц	530	245	2–5
		К	500	230	
		З	425	195	
	ЛЦ23А6ЖЗМц2	Ц	500	330	
К		450	295		
СЧ18 СЧ15		З	355		<2
		З	315		

*Примечание:* 1. Для чугунов приведены значения  $\sigma_{ВЛ}$ . 2. Способы отливки: Ц – центробежный; К – в кокиль; З – в землю.

### 3.2. Допускаемые контактные напряжения при расчете на усталость зубчатых передач

Допускаемые контактные напряжения при расчете зубчатых передач на усталость определяются по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL}}{S_H}. \quad (3.4)$$

В этой формуле отсутствуют коэффициенты по ГОСТ 21354-75, учитывающие влияние шероховатости, смазочного материала, скорости и размеров колес, которые для распространенных на практике показателей близки к единице.

Предел контактной выносливости  $\sigma_{Hlimb}$  поверхностей зубьев зависит от твердости поверхности. Его выбирают по таблице 3.4.

Значения  $\sigma_{H\lim b}$

Термическая обработка	Твердость поверхностей зубьев	$\sigma_{H\lim b}$ , МПа
Нормализация, улучшение	HB ≤ 350	2HB + 70
Объемная закладка	HRC 40...50	18HRC + 150
Поверхностная закладка	HRC 40...56	17HRC + 200
Цементация, нитроцементация	HRC 54...64	23HRC
Азотирование	HRC 50...67	1050

Коэффициент безопасности  $S_H = 1,1$  при нормализации, улучшении или объемной закалке и  $S_H = 1,2$ , при поверхностной закалке, цементации или азотировании.

Коэффициент долговечности  $K_{HL}$  при переменных режимах нагрузки, обусловленных графиком нагрузки, рассчитывается по эквивалентному числу циклов  $N_{HE}$ :

$$2,4 \geq K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \geq 1. \quad (3.5)$$

В этой формуле базовое число циклов напряжений  $N_{H0}$ , зависящее от твердости поверхности зубьев, определяют по таблице 3.5.

$$N_{HE} = 60ntc, \quad (3.6)$$

где  $n$  – частота вращения колеса, мин<sup>-1</sup>;  $t$  – полный срок службы, ч;  $c$  – число зацеплений.

При переменной нагрузке (см. график нагрузки на бланке задания прил. 3) эквивалентное число циклов служит для приведения различных моментов  $T$ , каждый из которых действует в течение времени  $t$ , к какому-либо постоянному моменту, который и принимают в качестве расчетного.

За расчетный чаще всего принимают момент  $T_1$  (см. график нагрузки), хотя иногда рекомендуется брать  $T_{max}$ . Пиковые моменты  $T_{max}$  действуют непродолжительное время (как правило, в период пуска) и вследствие малого числа циклов не вызывают усталости. По этим моментам проверяют максимальные напряжения при перегрузке зубьев.

Эквивалентное число циклов напряжений при расчете на контактную прочность:

$$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot \sum \left( \frac{T_i}{T_1} \right)^3 \cdot n_i \cdot t_i. \quad (3.7)$$

Таблица 3.5

Значение циклов  $N_{H0}$

Средняя твердость поверхностей зубьев	HB <sub>ср</sub>	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC <sub>эср</sub>	—	25	32	38	43	47	52	56	60
N <sub>H0</sub> , млн циклов		10	16,5	25	36,4	52	68	87	114	143

Преобразуем эту формулу при трехступенчатом графике нагрузки, вынося за знак суммы частоту вращения  $n$  вследствие незначительного ее изменения при нагружении электродвигателя различными по значению моментами. Тогда:

$$N_{HE} = 60cn \left[ t_1 + \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^3 t_2 + \left( \frac{T_3}{T_1} \right)^3 t_3 \right], \quad (3.8)$$

где  $s$  – число зацеплений зуба за один оборот колеса;  $n$  – частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $T_1...T_3$  – вращающие моменты, передаваемые в течение времени  $t_1...t_3$   $H \cdot м$  (или  $H \cdot мм$ );  $t_1...t_3$  – время действия моментов  $T_1...T_3$ , ч.

Далее определяют допустимые напряжения шестерни  $[\sigma_{H1}]$  и колеса  $[\sigma_{H2}]$ , отдельно вычисляют  $N_{HE}$  [формула (3.7)],  $K_{HL}$  [формула (3.5)] и допускаемое напряжение  $[\sigma_H]$  [формула (3.4)]. После этого в качестве расчетного напряжения принимают: для прямозубых передач – меньшее из них, для косозубых передач, у которых зубья шестерни гораздо тверже зубьев колеса:

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} \leq 2,5[\sigma_H]_{\min}. \quad (3.9)$$

Прочность зубьев по пиковым пусковым нагрузкам проверяют по формуле

$$\sigma_{H\text{пик}} = [\sigma_H] \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_1}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (3.10)$$

где  $[\sigma_H]$  допускаемое напряжение, принятое в качестве расчетного, МПа;  $T_{\max}$  – максимальный пиковый момент,  $H \cdot м$  (или  $H \cdot мм$ );  $T_1$  – расчетный момент,  $H \cdot м$  (или  $H \cdot мм$ ).

Максимальное допускаемое напряжение при перегрузках определяют по следующим формулам:

при  $HV \leq 350$  (нормализация, улучшение)

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T, \quad (3.11)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести, МПа;

при  $HV > 350$  (объемная закалка, закалка ТВЧ, цементация)

$$[\sigma_H]_{\max} = 40HRC; \quad (3.12)$$

при азотировании

$$[\sigma_H]_{\max} = 3HV. \quad (3.13)$$

Эти формулы используют для расчета размеров зубьев отдельно шестерни и колеса. Расчет предпочтительно начинать с тихоходной пары, так как в большинстве случаев практики для быстроходной пары  $N_{HE} > N_{H0}$ ,  $K_{HL} = 1$ , что упрощает расчет.

### 3.3. Допускаемые контактные напряжения при расчете на усталость червячных передач

Допускаемые напряжения контактные  $[\sigma_H]$  и изгибные  $[\sigma_F]$  определяют для зубчатого венца червячного колеса в зависимости от материала зубьев, твердости витков червяка HRC (HV), скорости скольжения  $V_{СК}$  (3.3), ресурса  $L_h$  по зависимостям, приведенным в таблице 3.6 или по формуле (3.14):

$$[\sigma_H] = K_{OЧ} \cdot \sigma_B \cdot K_{HL}, \quad (3.14)$$

где  $K_{OЧ}$  – коэффициент, зависящий от шероховатости поверхности червяка: для нешлифованного червяка –  $K_{OЧ} = 0,7$ ; шлифованного –  $K_{OЧ} = 0,82$ ; шлифованного и полированно-го –  $K_{OЧ} = 0,95$ ;  $\sigma_B$  – предел прочности материала червячного колеса, МПа (табл. 3.3)

Допускаемые напряжения для червячного колеса

Группа материала	Червяк улучшенный, $\leq 350 \text{ HB}$	Червяк закален при нагреве ТВЧ, $\geq 45 \text{ HRC}$	Нереверсивная передача	Реверсивная передача
	$[\sigma]_H, \text{H} / \text{мм}^2$		$[\sigma]_F, \text{H} / \text{мм}^2$	
I	$K_{HL} C_V 0,9\sigma_B$	$K_{HL} C_V 0,9\sigma_B$	$(0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T) K_{FL}$	$0,16\sigma_B K_{FL}$
II	$250-25 V_{CK}$	$300-25 V_{CK}$		
III	$175-35 V_{CK}$	$200-35 V_{CK}$	$0,12\sigma_{BI} K_{FL}$	$0,075\sigma_{BI} K_{FL}$

Примечание.  $C_V$  – коэффициент, учитывающий износ материала.

$V_{CK}, \text{м/с}$	1	2	3	4	5	6	7	8
$C_V$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Коэффициент долговечности:

$$0,67 \leq K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \leq 1,2, \quad (3.15)$$

где  $N_{HO} = 10^7$  – базовое число циклов напряжений.

При постоянной нагрузке число циклов напряжений определяют по формуле (3.6).

Эквивалентное число циклов напряжений с учетом графика нагрузки (см. бланк задания прил. 3):

$$N_{HE} = 60n \left[ t_1 + \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^m t_2 + \left( \frac{T_3}{T_1} \right)^m t_3 \right]. \quad (3.16)$$

В этой формуле принимают  $m=4$  при расчете зубьев на контактную прочность и  $m=9$  при расчете на изгиб.

При перегрузках предельные допустимые напряжения для:

оловянистых бронз –  $[\sigma_H]_{\max} = 4\sigma_T$ ; (3.17)

бронзы БрАЖ9-4 –  $[\sigma_H]_{\max} = 2\sigma_T$ ; (3.18)

чугунов –  $[\sigma_H]_{\max} = 300 \text{ МПа}$ . (3.19)

### 3.4. Допускаемые напряжения на изгиб зубьев при расчете на усталость зубчатых передач

Допускаемое напряжение на изгиб зубьев

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \text{ limb}} K_{FC} K_{FL} / S_F, \quad (3.20)$$

где  $\sigma_{F \text{ limb}}$  – предел выносливости зубьев, МПа (табл. 3.7);  $K_{FC}$  – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки: при действии односторонней нагруз-

ки – 1, для сателлитов планетарного редуктора при HB < 350 – 0,7; при HB > 350 – 0,8;  $K_{FL}$  – коэффициент долговечности;  $S_F$  – коэффициент безопасности: при нормализации, улучшении, объемной и поверхностной закалке, азотировании – 1,75; при цементации и нитроцементации – 1,55.

Таблица 3.7

**Значения  $\sigma_{Flimb}$  в зависимости от твердости зубьев**

Термическая обработка	Твердость зубьев	$\sigma_{Flimb}$ , МПа
Нормализация, улучшение	HB ≤ 350	1,8 HB
Объемная закалка	HRC 40...50	550
Поверхностная закалка	HRC 40...56	650
Цементная	HRC 54...64	750
Нитроцементация	HRC 57...64	1000
Азотирование	HRC 50...67	12HRC + 300

Коэффициент долговечности при HB < 350 и для зубьев со шлифованной переходной поверхностью:

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = 1...2, \quad (3.21)$$

а при HB > 350 и для зубьев с нешлифованной переходной поверхностью:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = 1...1,6. \quad (3.22)$$

Базовое число циклов для всех сталей:

$$N_{FO} = 4 \cdot 10^6. \quad (3.23)$$

При постоянной нагрузке число циклов напряжений вычисляют по формуле (3.6). При переменном режиме нагрузки определяют эквивалентное число циклов:

$$N_{FE} = 60cn \left[ t_1 + \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^m t_2 + \left( \frac{T_3}{T_1} \right)^m t_3 \right]. \quad (3.24)$$

Показатель степени  $m = 6$  для нормализованных, улучшенных, азотированных сталей и  $m = 9$  – для закаленных и цементированных сталей.

Прочность зубьев по пиковым нагрузкам проверяют по формуле:

$$\sigma_{Fnu} = [\sigma_F] \frac{T_{max}}{T_1} \leq [\sigma_F]_{max}, \quad (3.25)$$

где  $[\sigma_F]$  – допускаемое напряжение, рассчитанное по формуле (3.20), МПа;  $T_{max}$  – максимальный пиковый момент,  $H \cdot м$  (или  $H \cdot мм$ );  $T_1$  – расчетный момент,  $H \cdot м$  (или  $H \cdot мм$ ).

Максимальное допускаемое напряжение в случаях перегрузок определяют по формулам:

$$\text{при HB} \leq 350 \quad [\sigma_F]_{max} = 0,8\sigma_T; \quad (3.26)$$

$$\text{при HB} > 350 \quad [\sigma_F]_{max} = 0,6\sigma_B, \quad (3.27)$$

где  $\sigma_T$  и  $\sigma_B$  – пределы соответственно текучести и прочности.

По предложенным зависимостям определяют допускаемое напряжение на изгиб зубьев шестерни и колеса.

### 3.5. Допускаемые напряжения на изгиб зубьев при расчете на усталость червячных передач

Сопротивление изгибу витков червяка значительно выше, чем зубьев червячного колеса, поэтому допустимые напряжения определяют для зубьев червячного колеса.

Допускаемые напряжения на изгиб для венцов колес из бронзы:

$$[\sigma_F] = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B)K_{FL} \quad (3.28)$$

Значения  $\sigma_T$  и  $\sigma_B$  принимают по таблице 3.3. Коэффициент долговечности рассчитывают по формуле:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \quad (3.29)$$

Для бронзы базовое число циклов  $N_{FO} = 10^6$ . Эквивалентное число циклов  $N_{FE}$  определяют по формуле (3.24) при  $m = 9$ . Если  $N_{FE} < 10^6$ , то принимают  $N_{FE} = 10^6$ , если  $N_{FE} > 25 \cdot 10^6$ , то  $N_{FE} = 25 \cdot 10^6$ .

При изготовлении червячного колеса из чугуна:

$$[\sigma_F] = 0,12\sigma_{BH} \quad (3.30)$$

где  $\sigma_{BH}$  – предел прочности чугуна на изгиб (см. табл. 3.3).

Прочность зубьев по пиковым пусковым нагрузкам проверяют по формуле (3.25), подставляя значения расчетного момента  $T_1$  из графика нагрузки, приложенной к колесу, и напряжения  $[\sigma_F]_{\max}$ , вычисленные по формуле (3.28) для бронзы или (3.30) для чугуна.

Максимально допустимое напряжение при перегрузках для зубьев червячного колеса:

$$\text{из бронзы} - [\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_T; \quad (3.31)$$

$$\text{из чугуна} - [\sigma_F]_{\max} = 0,6\sigma_{BH}. \quad (3.32)$$

**Пример.** Определить допускаемые напряжения для цилиндрической прямозубой тихоходной пары с графиком нагрузки, изображенным на бланке задания (прил. 3). Частота вращения вала шестерни,  $n_{ш} = 1470 \text{ мин}^{-1}$ , передаточное число,  $u_T = 6,3$ . Срок службы передачи,  $t = 2000 \text{ ч}$ . Материал сталь 40Х, термообработка – азотирование, закалка, отпуск. Твердость зубьев шестерни *HRC58 (HB578)*, колеса *HRC 56 (HB555)*.

Предел контактной выносливости шестерни и колеса  $\sigma_{Flimb} = 1050 \text{ МПа}$ . Коэффициент безопасности  $S_H = 1,2$ . Базовое число циклов шестерни  $N_{H0ш} = 130 \cdot 10^6$ , колеса  $N_{H0к} = 120 \cdot 10^6$ . Время работы передачи с номинальным (расчетным) вращающим моментом  $T_1$ ,  $t_1 = 0,25 \cdot 2000 = 500 \text{ ч}$ . В случае работы с вращающим моментом  $T_2 = 0,8T_1$  время  $t_2 = 0,3 \cdot 2000 = 600 \text{ ч}$ , с вращающим моментом  $T_3 = 0,6T_1$  время  $t_3 = 0,45 \cdot 2000 = 900 \text{ ч}$ . Временем 0,003t из-за его малого значения пренебрегаем.

Эквивалентное число циклов напряжений:

$$\text{шестерни} - N_{HEш} = 60 \cdot 1 \cdot 1470 \left[ 500 + \left( \frac{0,8T_1}{T_1} \right)^3 \cdot 600 + \left( \frac{0,6T_1}{T_1} \right)^3 \cdot 900 \right] = 88,3 \cdot 10^6;$$

$$\text{колеса} - N_{HEк} = 60 \cdot 1 \cdot 233 \left[ 500 + \left( \frac{0,8T_1}{T_1} \right)^3 \cdot 600 + \left( \frac{0,6T_1}{T_1} \right)^3 \cdot 900 \right] = 14 \cdot 10^6,$$

где  $n_k = \frac{1470}{6,3} = 233 \text{ мин}^{-1}$

Коэффициент долговечности:

$$\text{шестерни} - K_{HLu} = \sqrt[6]{\frac{130 \cdot 10^6}{88,3 \cdot 10^6}} = 1,07;$$

$$\text{колеса} - K_{HLk} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{14 \cdot 10^6}} = 1,43.$$

Допускаемое контактное напряжение:

$$\text{шестерни} - [\sigma_{Htu}] = \frac{1050 \cdot 1,07}{1,2} = 936 \text{ МПа};$$

$$\text{колеса} - [\sigma_{Hk}] = \frac{1050 \cdot 1,43}{1,2} = 1251 \text{ МПа}.$$

Для прямозубой передачи в качестве расчетного допускаемого напряжения принимаем меньшее  $[\sigma_H] = 936 \text{ МПа}$ . Проверяем передачу на перегрузку:

$$\sigma_{Hнук} = 936 \sqrt{\frac{1,3T_1}{T_1}} = 1067 \text{ МПа}.$$

Максимальное допускаемое напряжение при перегрузках (3.13):

$$[\sigma_H]_{\max} = 3 \cdot 649 = 1947 \text{ МПа},$$

что больше 1067 МПа. Следовательно, контактная прочность зубьев при перегрузках обеспечена.

Предел выносливости зубьев при изгибе  $\sigma_{F\text{limb}} = 12 \cdot 58 + 300 = 996 \text{ МПа}$ . Коэффициент безопасности  $S_F = 1,75$ . Базовое число циклов при расчете на изгиб  $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ . Эквивалентное число циклов при расчете на изгиб:

$$\text{шестерни} - N_{FEu} = 60 \cdot 1 \cdot 1470 \left[ 500 + \left( \frac{0,8T_1}{T_1} \right)^9 \cdot 600 + \left( \frac{0,6T_1}{T_1} \right)^9 \cdot 900 \right] = 52 \cdot 10^6;$$

$$\text{колеса} - N_{FEk} = 60 \cdot 1 \cdot 233 \left[ 500 + \left( \frac{0,8T_1}{T_1} \right)^9 \cdot 600 + \left( \frac{0,6T_1}{T_1} \right)^9 \cdot 900 \right] = 8,2 \cdot 10^6.$$

Коэффициент долговечности:

$$\text{шестерни} - K_{FLu} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{52 \cdot 10^6}} = 0,75;$$

$$\text{колеса} - K_{FLk} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{8,2 \cdot 10^6}} = 0,92.$$

Принимаем  $K_{FLu} = K_{FLk} = 1$ . Допускаемое напряжение на изгиб шестерни и колеса  $[\sigma_F] = 996 \cdot 1 \cdot 1 / 1,75 = 569 \text{ МПа}$ . Максимальное допустимое напряжение при перегрузках  $[\sigma_F]_{\max} = 0,6 \cdot 1300 = 780 \text{ МПа}$ . Для стали 40Х,  $\sigma_B = 1300 \text{ МПа}$ . Максимальное пиковое напряжение  $\sigma_{Fну} = 569(1,3 \cdot T_1 / T_1) = 740 \text{ МПа}$ , что меньше 780 МПа. Итак, прочность зубьев на изгиб при перегрузках обеспечена.

### 3.6. Расчет зубчатых передач

#### 3.6.1. Расчет закрытой цилиндрической передачи

##### Проектный расчет

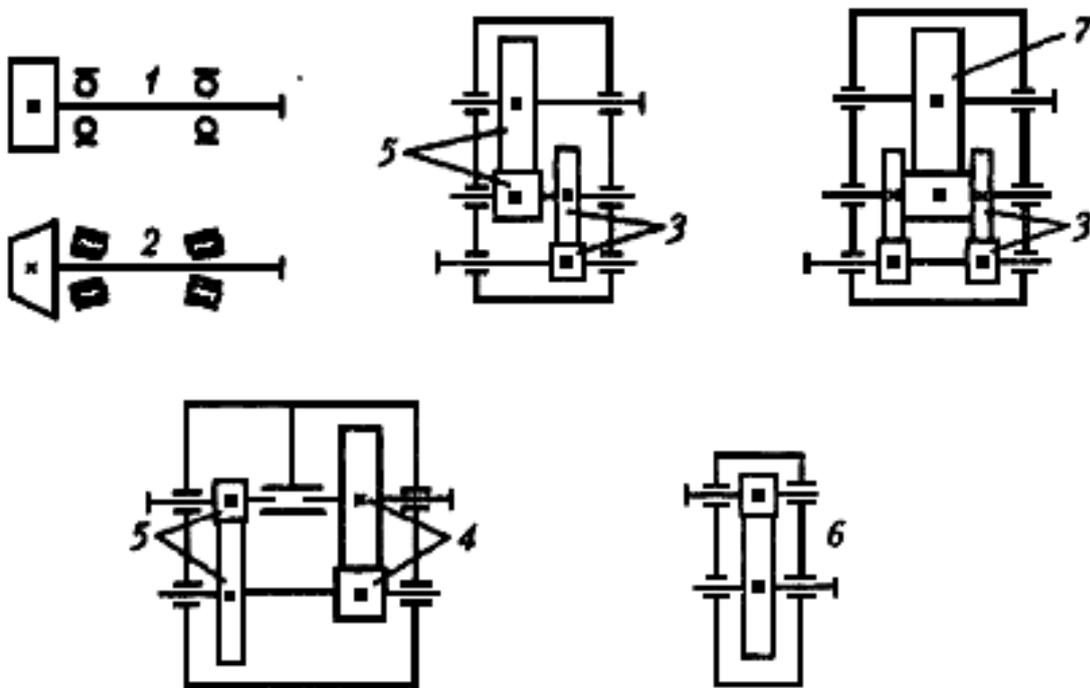
Один из главных параметров редуктора – межосевое расстояние  $a_w$  (мм) – определяют по зависимости:

$$a_w' \geq 0,82(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{(T_1)_p \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot E_{np}}{[\sigma]_H^2 \cdot u \cdot \Psi_{\sigma a}}}, \quad (3.33)$$

где  $u$  – передаточное число редуктора или открытой зубчатой передачи;  $(T_1)_p$  – расчетный вращающий момент на шестерне,  $H \cdot м$ ;  $K_{H\beta}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба, обусловленный погрешностями изготовления и упругими деформациями валов и подшипников. Принимают в зависимости от схемы редуктора, ширины зубчатых колес и твердости материала по таблице 3.8:

Таблица 3.8

Коэффициент неравномерности распределений нагрузки по длине зуба



$\Psi_{\text{вн}}$	Твердость на поверхности зубьев колеса	Значения $K_{H\beta}$ для схемы передачи						
		1	2	3	4	5	6	7
0,15	$\leq 350 \text{ HB}$	1,17	1,12	1,05	1,03	1,02	1,02	1,01
	$> 350 \text{ HB}$	1,43	1,24	1,11	1,08	1,05	1,02	1,01
0,2	$\leq 350 \text{ HB}$	1,27	1,18	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02
	$> 350 \text{ HB}$	—	1,43	1,20	1,13	1,08	1,05	1,02
0,25	$\leq 350 \text{ HB}$	1,45	1,27	1,12	1,08	1,05	1,03	1,02
	$> 350 \text{ HB}$	—	—	1,28	1,20	1,13	1,07	1,04
0,35	$\leq 350 \text{ HB}$	—	—	1,15	1,10	1,07	1,04	1,02
	$> 350 \text{ HB}$	—	—	1,38	1,27	1,18	1,11	1,06
0,4	$\leq 350 \text{ HB}$	—	—	1,18	1,13	1,08	1,06	1,03
	$> 350 \text{ HB}$	—	—	1,48	1,34	1,25	1,15	1,08
0,45	$\leq 350 \text{ HB}$	—	—	1,23	1,17	1,12	1,08	1,04
	$> 350 \text{ HB}$	—	—	—	1,42	1,31	1,20	1,02
0,5	$\leq 350 \text{ HB}$	—	—	1,28	1,20	1,15	1,11	1,06
	$> 350 \text{ HB}$	—	—	—	—	—	1,26	1,16

$K_{HV}$  – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения, вызванную прежде всего ошибками шагов зацепления и погрешностями профилей зубьев шестерни и колеса. Значения  $K_{HV}$  принимают по таблице 3.9 в зависимости от степени точности передачи по нормам плавности, окружной скорости и твердости рабочих поверхностей.

$$E_{np} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}, \text{ МПа} - \text{приведенный модуль упругости; } E_1, (\text{МПа}) - \text{модуль упругости}$$

материала шестерни;  $E_2, (\text{МПа})$  – модуль упругости материала колеса.  $E_{cm} = 2 \cdot 10^5$  (МПа).

$[\sigma_H]$  – допустимое напряжение (3.9).

$$\Psi_{\text{вн}} = \frac{b}{a_w} - \text{коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию; } b - \text{ширина венца колеса, мм.}$$

рина венца колеса, мм.

Коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию рекомендуется принимать:

- для зубчатых колес из улучшенных сталей при несимметричном расположении относительно опор – 0,315...0,4;
- для зубчатых колес из закаленных сталей – 0,25...0,315; при симметричном расположении относительно опор – 0,4...0,5;
- для передвижных колес коробок скоростей – 0,1...0,2.

Стандартные значения коэффициента  $\Psi_{\text{вн}}$  по ГОСТ2185-6в: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63.

Значения коэффициента  $K_{HV}$  и  $K_{FV}$

Степень точности, ГОСТ 1643-81	Твердость на поверхности зубьев колеса	Значения $K_{HV}$ при $V$ , м/с				
		1	3	5	8	10
6	> 350 HB	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,25}{1,09}$	$\frac{1,32}{1,13}$
7	> 350 HB	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,21}{1,05}$	$\frac{1,19}{1,08}$	$\frac{1,25}{1,10}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,40}{1,16}$
8	> 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,30}{1,12}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,38}{1,15}$	$\frac{1,48}{1,19}$
9	> 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,35}{1,14}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,56}{1,22}$

Примечание. В числителе приведены значения для прямозубых колес, в знаменателе – для косозубых.

Расчетный вращающий момент на шестерне:

$$(T_1)_p = T_1 \cdot K_\delta, \quad (3.34)$$

где  $K_\delta$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в передаче.

При предварительных расчетах принимают:

- для передач 8-й степени точности и окружной скорости  $V = 1 \dots 6$  м/с,  $K_\delta = 1,3 \dots 1,5$ ;

- для передач 7-й степени точности и окружной скорости  $V = 6 \dots 12$  м/с,  $K_\delta = 1,2 \dots 1,4$ .

Вычисленное значение межосевого расстояния округляют до ближайшего большего числа, кратного пяти, или по ряду размеров  $Ra 40$ . При крупносерийном производстве редукторов  $a_w$  округляют до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 2185-66: 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 400.

Вычисляют модуль зацепления:

$$\text{для закрытых передач} \quad m' = \frac{2a_w}{z_1 + z_2} = \frac{2a_w}{17(u \pm 1)}, \text{ мм}; \quad (3.35)$$

$$\text{для открытых передач} \quad m' \geq \frac{2K_m \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2 \cdot v_2 [\sigma]_F}, \text{ мм}, \quad (3.36)$$

где  $z_1 \geq 17$  – число зубьев шестерни;

$z_2 = uz_1$  – число зубьев колеса;

$K_m = 5,8$  для косозубых и шевронных передач, для прямозубых –  $K_m = 6,8$ ;

$d_2 = 2a_w \cdot u / (u + 1)$  – делительный диаметр колеса, мм;

$b_2 = \Psi_{ea} \cdot a_w$  – ширина венца колеса, мм;

$[\sigma]_F$  – допустимое напряжение изгиба материала колеса с менее прочным зубом, МПа;

$T_2$  – вращающий момент на валу колеса, Н · м.

Полученные значения модулей округляют  $m'$  до стандартного  $m$  (мм) из ряда чисел (ряд 1 следует предпочитать ряду 2).

Ряд 1, мм – 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0.

Ряд 2, мм – 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0.

Значение модулей  $m < 1$  при твердости  $\leq 350$  НВ и  $m \leq 1,5$  мм при твердости  $\geq 40$  HRC для силовых передач использовать нежелательно.

В открытых зубчатых передачах расчетное значение модуля  $m$  рекомендуется увеличить на 30% из-за повышенного изнашивания зубьев.

Минимальный угол наклона зубьев:

$$\text{косозубых колес} - \beta_{\min} = \arcsin\left(\frac{4m}{e_2}\right); \quad (3.37)$$

$$\text{шевроновых колес} - \beta_{\min} = 25^\circ.$$

$$\text{Суммарное число зубьев} - z_\Sigma = \frac{2a_w \cdot \cos \beta_{\min}}{m}. \quad (3.38)$$

Полученное значение  $z_\Sigma$  округляют в меньшую сторону до целого числа и определяют действительное значение угла  $\beta$  наклона зуба:

$$\beta = \arccos[z_\Sigma \cdot m / (2a_w)]. \quad (3.39)$$

Для косозубых колес –  $\beta = 8...20^\circ$ , для шевронных –  $\beta = 25...40^\circ$ .

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = z_\Sigma / (u \pm 1) \geq z_{1\min}. \quad (3.40)$$

Значение  $z_1$  округляют в большую сторону до целого числа.

Для прямозубых колес  $z_{1\min} = 17$ ; для косозубых и шевронных  $z_{1\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta$ .

При необходимости нарезания колеса  $z_1 < 17$  передачу выполняют со смещением исходного контура для исключения подрезания зубьев и повышения их изломной прочности. Коэффициент смещения:

$$x_1 = (17 - z_1) / 17 \leq 0,6. \quad (3.41)$$

Для колеса внешнего зацепления  $x_2 = -x_1$ ; для колеса внутреннего зацепления –  $x_2 = x_1$ .

Число зубьев колеса внешнего зацепления:  $z_2 = z_\Sigma - z_1$ ;

внутреннего зацепления:  $z_2 = z_\Sigma + z_1$ .

Фактическое передаточное число  $u_\phi = z_2 / z_1$ .

Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более чем на 3% – для одноступенчатых передач, 4% – для двухступенчатых, 5% – для многоступенчатых передач.

Проверяют фактическое межосевое расстояние:

- для прямозубых передач: 
$$a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2}; \quad (3.42)$$

- для косозубых передач: 
$$a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cdot \cos \beta}. \quad (3.43)$$

Вычисляют основные геометрические размеры шестерни и колеса, мм.

Делительные диаметры,  $d$ :

шестерни –  $d_1 = mz_1 / \cos \beta$ ;

колеса внешнего зацепления –  $d_2 = 2a_w - d_1$ ;

колеса внутреннего зацепления –  $d_2 = 2a_w + d_1$ .

Диаметры окружностей вершин  $d_a$  и впадин  $d_f$  зубьев:

колес внешнего зацепления:

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1 - y)m;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(1.25 - x_1)m;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2 - y)m;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(1.25 - x_2)m;$$

колес внутреннего зацепления:

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1)m;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(1.25 - x_1)m;$$

$$d_{a2} = d_2 - 2(1 - x_2 - 0.2)m;$$

$$d_{f2} = d_2 + 2(1.25 - x_2)m;$$

$$e_2 = \Psi_{ea} \cdot a_w,$$

где  $x_1$  и  $x_2$  коэффициенты смещения у шестерни и колеса;  $y = -(a_w - a) / m$  – коэффициент воспринимаемого смещения;  $a$  – делительное межосевое расстояние:  $a = 0,5m(z_2 \pm z_1)$ .

### *Проверочный расчет цилиндрической зубчатой передачи*

Проверяют выполнение условия по контактной прочности  $\sigma_H \leq [\sigma]_H$ , МПа ( $H/mm^2$ ):

$$\sigma_H = K \sqrt{\frac{F_t(u_\phi + 1)}{d_1 \cdot e_2 \cdot U_\phi} K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha}} \leq [\sigma]_H,$$

где  $K$  – вспомогательный коэффициент;  $K = 376$  – для косозубых и шевронных передач;  $K = 436$  – для прямозубых передач.

$F_t = 2T_2 \cdot 10^3 / d_2$  – окружная сила в зацеплении, Н;

$U_\phi$  – передаточное число передачи;

$K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых  $K_{H\alpha} = 1$ . Для косозубых и шевронных  $K_{H\alpha}$  определяется по графику рис. 3.1 в зависимости от окружной скорости колес  $V = \omega_2 \cdot d_2 / (2 \cdot 10^3)$ , м/с, и степени точности передачи (табл. 3.10);

$K_{HV}$  – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи, определяется по таблице 3.9;

$d_2$  – делительный диаметр колеса, мм;

$b_2$  – ширина венца колеса, мм;

$[\sigma]_H$  – допускаемое контактное напряжение, Н/мм<sup>2</sup>;

$T_2$  – вращающий момент на валу колеса, Н · м .

$\omega_2$  – угловая скорость вала колеса рассчитываемой передачи, с<sup>-1</sup>.

Допускаемая недогрузка передачи  $\sigma_H < [\sigma]_H$  не более 15 % и перегрузка  $\sigma_H > [\sigma]_H$  до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса  $b_2$  либо межосевое расстояние  $a_w$  (уменьшить, увеличить), либо назначить другие материалы и другую термообработку и повторить весь расчет передачи.

Далее проверяют выполнение условия изгибной прочности зубьев шестерни  $\sigma_{F1}$  и колеса  $\sigma_{F2}$ , Н/мм<sup>2</sup>:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_2 m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma]_{F2};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma]_{F1},$$

где  $m$  – модуль зацепления, мм;

$b_2$  – ширина зубчатого венца колеса, мм;

$F_t$  – окружная сила в зацеплении, Н;

$K_{F\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых  $K_{F\alpha} = 1$ , для косозубых и шевронных  $K_{F\alpha}$  зависит от степени точности передачи, определяемой по таблице:

Степень точности	6	7	8	9
Коэффициент $K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,0

$K_{F\beta}$  – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев  $K_{F\beta} = 1$ , для зубьев с твердостью > 350 НВ  $K_{F\beta}$  определяется по таблице 3.8;

$K_{FV}$  – коэффициент динамической нагрузки (см. табл. 3.9), зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи;

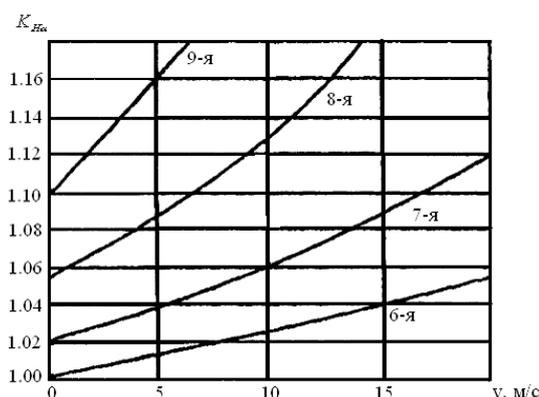


Рис. 3.1. График для определения коэффициента  $K_{H\alpha}$  по кривым степени точности

$Y_{F1}, Y_{F2}$  – коэффициент формы зуба шестерни и колеса. Определяют по таблице 3.11 в зависимости от числа зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$  для прямозубых колес. Для косозубых и шевронных – в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни  $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta$  и колеса  $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta$ , где  $\beta$  – угол наклона зубьев;

$Y_{\beta} = 1 - \beta^0 / 140^0$  – коэффициент, учитывающий наклон зуба, для прямозубых  $Y_{\beta} = 1$ .

Степень точности зубчатых передач

Степень точности	Окружные скорости ( $V$ , м/с) вращения колес			
	прямозубых		непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6	До 15	До 12	До 30	До 20
7	» 10	» 8	» 15	» 10
8	» 6	» 4	» 10	» 7
9	» 2	» 1,5	» 4	» 3

Таблица 3.11

Коэффициенты формы зуба  $Y_{F1}$  и  $Y_{F2}$

$Z$ или $Z_v$	$Y_F$	$Z_v$	$Y_F$								
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	$\infty$	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,62	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

Примечание. Коэффициенты формы зуба  $Y_F$  соответствуют коэффициенту смещения инструмента  $x = 0$ .

Если при проверочном расчете  $\sigma_F$  значительно меньше  $[\sigma]_F$ , это приемлемо, так как нагрузочная способность для большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью, если  $\sigma_F > [\sigma]_F$  свыше 5%, то следует увеличить модуль  $m$ , пересчитать  $z_1$  и  $z_2$  и повторить проверочный расчет на изгиб, при этом межосевое расстояние остается прежним, следовательно, контактная прочность передачи не нарушается.

### 3.6.2. Расчет конической зубчатой передачи

Окружная скорость на среднем диаметре шестерни

$$V_m = \frac{n_1}{10^3 \cdot C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2}}, \quad (3.44)$$

где  $V_m$  – окружная скорость на среднем диаметре, м/с;  
 $n_1$  – частота вращения шестерни, об/мин;  
 $C_v$  – коэффициент, учитывающий вид термической обработки зубчатых колес (табл. 3.12);  
 $T_2$  – вращающий момент на валу колеса,  $H \cdot м$ ;  
 $u$  – передаточное число конической зубчатой передачи.

Таблица 3.12

Значение коэффициента  $C_v$

Передача	Термическая обработка				
	$У_1+У_2$	$ТВЧ_1+У_2$	$Ц_1+У_2$	$ТВЧ_1+ТВЧ_2$ $З_1+З_2$	$Ц_1+Ц_2$
Коническая прямозубая	15	16	17,5	19,5	23,5
Коническая с круговым зубом	10	10	11	11	13,5

Примечание:  $У$  – улучшение;  $З$  – закалка объемная;  $ТВЧ$  – закалка поверхностная при нагреве;  $Ц$  – цементация.

Степень точности

Степень точности по нормам плавности выбирают с учетом окружной скорости  $V_m$  по табл. 3.13.

Таблица 3.13

Рекомендуемая степень точности

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Допускаемая окружная скорость $V_m$ , м/с	
	Прямозубая	Непрямозубая
6 (передача повышенной точности)	До 12	До 20
7 (передача нормальной точности)	До 8	До 10
8 (передача пониженной точности)	До 4	До 7
9 (передача низкой точности)	До 1,5	До 3

Таблица 3.14

Значения коэффициента  $\upsilon_H$  и  $\upsilon_F$

Твердость зубчатых колес	$\upsilon_H$	$\upsilon_F$
$H_1 \leq 350$ HB $H_2 \leq 350$ HB	$1,22 + 0,21u$	$0,94 + 0,08u$
$H_1 \geq 45$ HRC $H_2 \leq 350$ HB	$1,13 + 0,13u$	$0,85 + 0,04u$
$H_1 \geq 45$ HRC $H_2 \geq 45$ YRC	$0,81 + 0,15u$	$0,65 + 0,11u$

Диаметр внешней делительной окружности колеса, мм

$$d'_{e2} = 1650 \sqrt[3]{\frac{K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot T_2 \cdot u}{\upsilon_H \cdot [\sigma]_H^2}}, \quad (3.45)$$

где  $T_2$  – вращающий момент на колесе,  $H \cdot м$ ;

$u$  – передаточное число конической передачи;

$[\sigma]_H$  – допускаемое расчетное контактное напряжение,  $H/мм^2$  (см. раздел 3.3);

$\upsilon_H$  – коэффициент вида конической передачи. Значение этого коэффициента принимают для прямозубых конических передач  $\upsilon_H = 0,85$ , для передач с круговым зубом (табл. 3.14);

$K_{Hv}$  – коэффициент внешней динамической нагрузки (см. табл. 3.9);

$K_{H\beta}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки.

Для конических колес:

- с прямыми зубьями  $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0$ ;

- с круговыми зубьями  $K_{H\beta} = \sqrt{K_{H\beta}^0}$ , при условии  $K_{H\beta} > 1,2$ .

$K_{H\beta}^0$  – коэффициент, выбираемый по таблице 3.8 для цилиндрических зубчатых передач в зависимости от соотношения  $\Psi_{ed} = 0,166\sqrt{u^2 + 1}$ , твердости зубчатых колес и расположения передачи относительно опор (см. раздел 3.6).

Полученное значение  $d'_{e2}$  округлить до ближайшего большего значения стандартного ряда по СТ СЭВ 224 -75,  $d_{e2}$ : 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000.

**Конусное расстояние и ширина зубчатого венца**

Предварительные значения углов делительных конусов  $\delta'_1$  и  $\delta'_2$  с точностью вычислений до пятого знака после запятой:  $\delta'_2 = \arctg u$ ,  $\delta'_1 = 90^\circ - \delta'_2$ .

Внешнее конусное расстояние (два знака после запятой), мм:

$$R_e = d_{e2} / (2 \sin \delta'_2).$$

Ширина зубчатого венца, мм:

$$b = 0,285 R_e.$$

**Внешний торцевой модуль**

$$m_e(m_{te}) \geq \frac{14 \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{FV} \cdot K_{FB}}{v_F \cdot d_{e2} \cdot b \cdot [\sigma]_F}, \quad (3.46)$$

$m_e(m_{te})$  – вычисленные до второго знака, не округлять;

$T_2$  – вращающий момент на валу колеса, Н·м;

$d_{e2}$  – внешний делительный диаметр колеса, мм;

$b$  – ширина зубчатого венца, мм;

$[\sigma]_F$  – допустимое напряжение на изгиб зубьев колеса, Н/мм<sup>2</sup> (см. раздел 3.4).

В расчетную формулу подставляют меньшее из двух значений  $[\sigma]_{F1}$  и  $[\sigma]_{F2}$ .

$K_{FV}$  – коэффициент динамической нагрузки для прямозубых колес выбирают по таблице 3.9, условно принимая их точность на одну степень грубее фактической.

Для конических колес с круговыми зубьями значение  $K_{FV}$  принимают по таблице 3.9, как для цилиндрических косозубых колес.

$v_F$  – коэффициент вида конической передачи – принимают равным 0,85 для прямозубых колес, для колес с круговым зубом (см. табл. 3.14).

Значение  $m_e(m_{te}) \geq 1,5$  мм, а для открытых передач следует увеличить на 30% из-за повышенного изнашивания зубов.

**Числа зубьев**

Для колеса –  $z_2 = d_{e1} / m_e(m_{te})$ ;

Для шестерни –  $z_1 = z_2 / u$ . Тогда  $d_{e1} = d_{e2} / u$ .

Полученные значения округляют в ближайшую сторону до целого числа. На практике применяют также и другой метод определения числа зубьев и модуля колес. Выбирают предварительные значения числа зубьев шестерни  $z'_1$  в зависимости от ее диаметра  $d_{e1}$  и передаточного числа по одному из графиков, построенных для прямозубых конических колес (рис. 3.2) и колес круговыми зубьями (рис. 3.3) при твердости колеса и шестерни  $\geq 45\text{HRC}$ . Уточняют  $z_1$  с учетом твердости зубьев шестерни и колеса:

твердость Н.....	$H_1 \leq 350\text{HB}$	$H_1 \geq 45\text{HRC}$	$H_1 \geq 45\text{HRC}$ ;
	$H_2 \leq 350\text{HB}$	$H_2 \leq 350\text{HB}$	$H_2 \geq 45\text{HRC}$ ;
число зубьев $z_1$ .....	$1,6 z'_1$	$1,3 z'_1$	$z'_1$ .

Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 u$ . Полученные значения зубьев шестерни и колеса округляют до целых чисел.

Внешний окружной модуль передачи  $m_e(m_{te}) = d_{e1} / z_1$ .

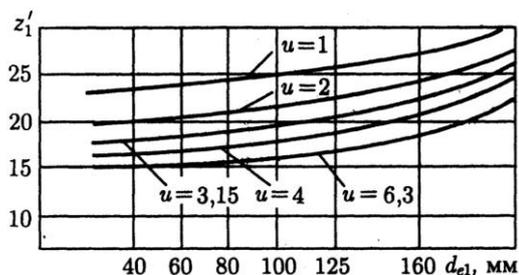


Рис. 3.2. График значений чисел зубьев шестерни

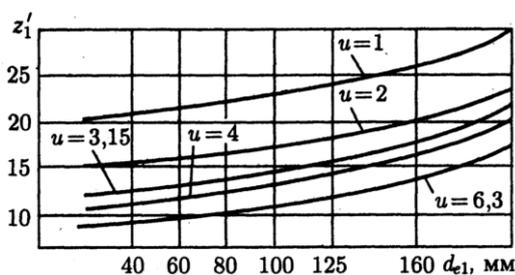


Рис. 3.3. График значений чисел зубьев шестерни с круговым зубом

### Фактическое передаточное число

Фактическое передаточное число:

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}$$

Отклонение от заданного передаточного числа не должно быть больше 4%, то есть

$$\Delta u = \frac{(u_{\phi} - u) \times 100}{u} \leq 4\%$$

### Окончательные значения размеров колес

На рисунке 3.4 показаны основные геометрические параметры конической зубчатой передачи.

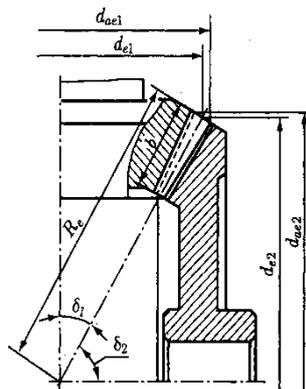


Рис. 3.4. Геометрические параметры конической зубчатой передачи

Углы делительных конусов шестерни и колеса:

$$\delta_2 = \arctg u_{\phi};$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2.$$

Делительные диаметры колес:

- прямозубых  $d_{e1} = m_e z_1; d_{e2} = m_e z_2;$
- с круговым зубом  $d_{e1} = m_{ie} z_1; d_{e2} = m_{ie} z_2.$

Внешние диаметры колес:

## Расчет зубчатых и червячных передач

- прямозубых  $d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e \cos \delta_1$ ;  
 $d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 + x_{e2})m_e \cos \delta_2$ ;
- с круговым зубом  $d_{ae1} = d_{e1} + 1,64(1 + x_{n1})m_{te} \cos \delta_1$ ;  
 $d_{ae2} = d_{e2} + 1,64(1 + x_{n2})m_{te} \cos \delta_2$ .

Диаметры впадин зубьев:

- прямозубые  $d_{fe1} = d_{e1} - 2(1,2 - x_{e1})m_e \cos \delta_1$ ;  
 $d_{fe2} = d_{e2} - 2(1,2 + x_{e2})m_e \cos \delta_2$ ;
- с круговым зубом  $d_{fe1} = d_{e1} - 1,64(1,2 - x_{n1})m_{te} \cos \delta_1$ ;  
 $d_{fe2} = d_{e2} - 1,64(1,2 + x_{n2})m_{te} \cos \delta_2$ ;
- средние диаметры  $d_{m1} \cong 0,857d_{e1}$ ,  $d_{m2} \cong 0,857d_{e2}$ .

Коэффициенты смещения  $x_e$  и  $x_n$ , для шестерни прямозубой и с круговым зубом принимают по таблицам 3.15–3.16:

Таблица 3.15

$z_1$	$x_{n1}$ при передаточном числе $u$							
	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	–	–	–	–	0,50	0,53	0,56	0,57
13	–	–	–	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55
14	–	–	0,34	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53
15	–	0,18	0,31	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51
16	–	0,17	0,30	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49
18	0,00	0,15	0,28	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46
20	0,00	0,14	0,26	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43
25	0,00	0,13	0,23	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39
30	0,00	0,11	0,19	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34
40	0,00	0,09	0,15	0,20	0,22	0,24	0,20	0,27

Таблица 3.16

$z_1$	$x_{e1}$ при передаточном числе $u$							
	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	–	–	–	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	–	–	–	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	–	–	0,23	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	–	0,12	0,22	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	–	0,11	0,21	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,00	0,10	0,19	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32
20	0,00	0,09	0,17	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29
25	0,00	0,08	0,15	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25
30	0,00	0,07	0,11	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22
40	0,00	0,05	0,09	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17

Для передач, у которых  $z_1$  и  $u$  отличаются от указанных в таблицах 3.15–3.16, коэффициенты  $x_e$  и  $x_n$  принимают с округлением в большую сторону.

### Размеры заготовки колес

$$D_{заг} = d_{e1} + 2m_e(m_{te}) + 6 \text{ мм};$$

$$S_{заг} = 8m_e(m_{te}).$$

### Силы в зацеплении

Окружная сила на среднем диаметре шестерни, Н:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_{m1},$$

где  $d_{m1} = 0,875d_{e1}$ .

Осевая сила на шестерне:

- прямозубой  $F_{a1} = Ft \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$ ;

- с круговым зубом  $F_{a1} = \gamma_a \cdot Ft$ ;

Радиальная сила на шестерне:

- прямозубой  $F_{r1} = Ft \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$ ;

- с круговым зубом  $F_{r1} = \gamma_r \cdot Ft$ ;

Осевая сила на колесе  $F_{a2} = F_{r1}$ ;

радиальная сила на шестерне  $F_{r2} = F_{a1}$ .

Коэффициент  $\gamma_a$  и  $\gamma_r$  для угла  $\beta_n = 35^\circ$  определяют:

$$\gamma_a = 0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1;$$

$$\gamma_r = 0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1.$$

Полученное значение  $\gamma_a$  и  $\gamma_r$  подставляют в формулы со своими знаками.

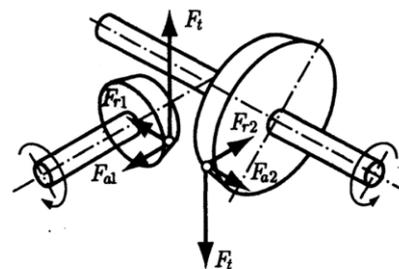


Рис. 3.5. Силы в зацеплении

### Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\sigma_H = 6,7 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot T_1}{u_\phi \cdot d_{e1}^3 \cdot v_H}} \leq [\sigma]_H.$$

Значения величин, входящих в формулу, определены ранее. Фактические напряжения ( $\sigma_H > [\sigma]_H$ ) не должны превышать 5% от допускаемых.

Если условия прочности не выполняется, то следует увеличить  $d_{e1}$ , либо взять другие материалы и термообработку, пересчитать  $[\sigma]_H$  и повторить весь расчет передачи.

### Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t}{v_F \cdot b \cdot m_e(m_{te})} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \leq [\sigma]_{F2};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma]_{F1},$$

где  $F_t$ ,  $v_F$ ,  $b$ ,  $m_e(m_{te})$ ,  $K_{FV}$ ,  $K_{F\beta}$ ,  $[\sigma]_{F1}$ ,  $[\sigma]_{F2}$  – определены ранее.

$Y_{F1}$ ,  $Y_{F2}$  – коэффициенты формы зуба – определяют по таблице 3.17 в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни  $z_{v1}$  и колеса  $z_{v2}$ :

- для прямозубых колес:

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1;$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2.$$

- для колес с круговыми зубьями:

$$z_{v1} = z_1 / (\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta);$$

$$z_{v2} = z_2 / (\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta),$$

где  $\beta = 35^\circ$  – угол наклона кругового зуба.

Таблица 3.17

**Коэффициент формы зуба  $Y_F$**

$Z_V$	Коэффициент смещения режущего инструмента $x$										
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
12	–	–	–	–	–	–	–	–	3,9	3,67	3,46
14	–	–	–	–	–	–	4,24	4	3,78	3,59	3,42
17	–	–	–	–	4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,4
20	–	–	–	4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,5	3,39
25	–	4,6	4,39	4,2	4,04	3,9	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,05	3,9	3,8	3,7	3,62	3,55	3,47	3,4
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,7	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,7	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,7	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,5	3,46
80	3,73	3,7	3,68	3,65	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,5
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,6	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52

Если при проверочном расчете  $\sigma_F$  значительно меньше  $[\sigma]_F$ , это допустимо, так как нагрузочная способность передачи ограничивается контактной прочностью. Если  $\sigma_F > [\sigma]_F$  свыше 5 %, то следует увеличить модуль  $m_e (mt_e)$ , пересчитать  $z_1$  и  $z_2$  и повторить проверочный расчет на изгиб. При этом внешний делительный диаметр колеса  $d_{e2}$  не изменяется, поэтому контактная прочность передачи не нарушается.

**Проверка на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки**

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{nep}} \leq [\sigma]_{H \max},$$

где  $K_{nep} = \frac{T_{\max}}{T}$ , (см. табл. 2.3);  $T$  – номинальный расчетный момент.

Допускаемое напряжение  $[\sigma]_{H \max}$  принимают:

при улучшении и объемной закалке  $[\sigma]_{H \max} = 2,85 \sigma_T$ ; цементации или поверхностной закалке ТВЧ  $[\sigma]_{H \max} = 44 HRC_{cp}$ .

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot K_{nep} \leq [\sigma]_{F \max};$$

$$[\sigma]_{F \max} = \sigma_{F \lim b} \cdot Y_{N \max} \cdot K_{St} / S_{St},$$

где  $\sigma_{F \lim b}$  – предел выносливости при изгибе (см. табл. 3.7);

$Y_{N \max}$  – максимально возможное значение коэффициента долговечности:

$Y_{N \max} = 4$  для сталей с объемной термической обработкой (нормализация, улучшение, объемная закалка);

$Y_{N \max} = 2,5$  для сталей с поверхностной обработкой: закалка ТВЧ, цементация, азотирование;

$K_{St}$  – коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки (в случае единичных перегрузок  $K_{St} = 1,2 \dots 1,3$ , при многократном действии перегрузок  $K_{St} = 1$ );

$S_{St}$  – коэффициент запаса прочности (обычно  $S_{St} = 1,75$ ).

### 3.6.3. Расчет червячных передач

#### Допускаемые напряжения

Допускаемые напряжения  $[\sigma]_H$  и  $[\sigma]_F$  выбирают по рекомендациям разделов 3.3–3.5.

#### Межосевое расстояние

Условия зацепления и несущая способность червячных передач с архимедовыми, конволютными и эвольвентными червяками приблизительно одинаковы, вследствие чего формулы для расчета червячных передач с архимедовым червяком по ГОСТ19036-81 можно использовать и при расчете передач с другими червяками.

При расчете на контактную прочность определяют межосевое расстояние  $a_w$  по формуле:

$$a_w \geq Ka \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} \cdot T_2}{[\sigma]_H^2}},$$

где  $a_w$  – межосевое расстояние, мм;

$Ka = 610$  для эвольвентных, архимедовых и конволютных червяков;

$T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м;

$[\sigma]_H$  – допускаемое контактное напряжение, МПа (см. раздел 3.3);

$K_{H\beta}$  – коэффициент концентрации нагрузки;

$K_{H\beta} = 1$  при постоянном режиме нагружения,

$K_{H\beta} = 0,5 (K_{H\beta}^0 + 1)$  при переменном режиме нагружения.

Начальный коэффициент концентрации нагрузки  $K_{H\beta}^0$  находят по графику (рис. 3.6), для этого определяют число витков  $z_1$  червяка в зависимости от передаточного числа:

$u$	свыше 8 до 14	свыше 14 до 30	свыше 30
$z_1$	4	2	1

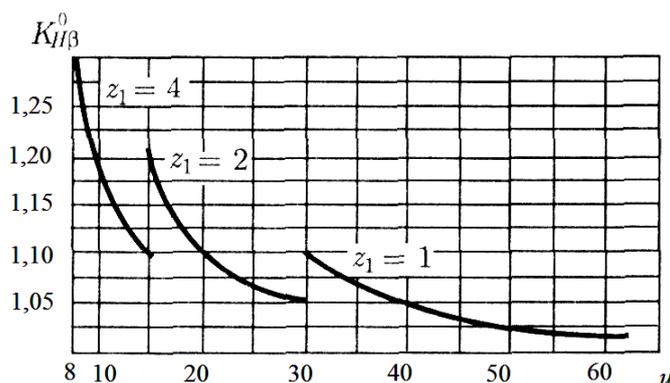


Рис. 3.6. График значений начального коэффициента концентрации нагрузки

Полученное значение межосевого расстояния округляют в большую сторону: для стандартной червячной пары до целого числа (мм): 50, 60, 70, 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280; для нестандартной до большего числа нормальных линейных размеров.

#### Основные параметры червячной передачи

Число зубьев колеса –  $z_2 = z_1 \cdot u$ .

Предварительные значения:

- модуля передачи  $m = (1,4 \dots 1,7) \cdot \frac{a_w}{z_2}$ ;

- коэффициента диаметра червяка  $q = \frac{2a_w}{m} - z_2$ .

В формулу для  $q$  подставляют ближайшее к расчетному стандарту значение  $m$ :

$m, \text{ мм}$	2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5	16
$q$	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 14; 16; 20;	8; 10; 12,5; 16

Полученное значение  $q$  округляют до ближайшего стандартного значения. Минимально допускаемое значение  $q$  из условия жесткости червяка  $q_{\min} = 0,212 \cdot z_2$ .

Коэффициент смещения:

$$x = a_w/m - 0,5 \cdot (z_2 + q).$$

При этом должно выполняться условие  $-1 \leq x \leq 1$ .

Если это условие не выполняется, то следует варьировать значением  $q$  и  $z_2$ , при этом  $q > q_{\min}$ , а  $z_2$  изменяют на 1–2 зуба, чтобы не превысить допускаемое отклонение передаточного числа  $\Delta u$ .

Угол подъема линии витка червяка:

- на делительном цилиндре –  $\gamma = \arctg \cdot [z_1/q]$ ;
- на начальном цилиндре –  $\gamma_w = \arctg \cdot [z_1/(q + 2x)]$ .

Фактическое передаточное число:

$$u_\phi = Z_2/Z_1, \quad \Delta u = \frac{(u_\phi - u)}{u} \cdot 100 \leq 4\%,$$

где  $u$  – заданное передаточное число.

Фактическое межосевое расстояние:

$$a_w = 0,5m \cdot (q + z_2 + 2x).$$

### Размеры червяка и колеса

Далее определяют основные геометрические размеры передачи (рис. 3.7)

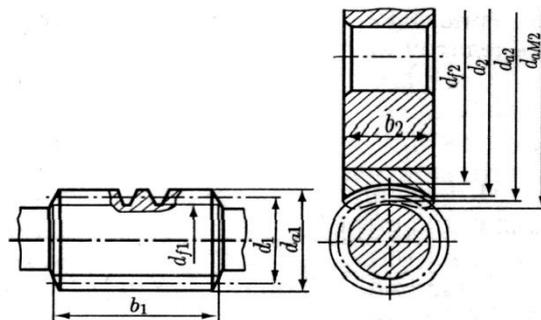


Рис. 3.7. Геометрические параметры червячной передачи

При корригировании исполнительные размеры червяка не изменяются; у червячного колеса делительный  $d_2$  и начальный  $d_{w2}$  диаметры совпадают, но изменяются диаметры вершин  $d_{a2}$  и впадин  $d_{f2}$ .

Основные диаметры червяка, мм:

- делительный диаметр –  $d_1 = q \cdot m$ ;
- начальный диаметр –  $d_w = m \cdot (q + 2 \cdot x)$ ;
- диаметр вершин витков –  $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$ ;
- диаметр впадин витков –  $d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$ ;

- длина нарезной части червяка –  $b_1 = (10 + 5,5 \cdot |x| + z_1) \cdot m + C$ ,

где  $x$  – коэффициент смещения. При  $x \leq 0$   $C = 0$ ; при  $x > 0$   $C = 100 \cdot m / z_2$ . Для шлифуемых и фрезеруемых червяков длину нарезной части  $b_1$  увеличивают на 25 мм при  $m < 10$  и на 35–40 мм при  $m = 10–16$  мм.

Основные размеры колеса, мм:

- делительный диаметр –  $d_2 = d_{w2} = m \cdot z_2$ ;
- диаметр вершин зубьев –  $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x)$ ;
- наибольший диаметр вершин –  $d_{am2} \leq d_{a2} + 6 \cdot m / (z_1 + 2)$ ;
- диаметр впадин зубьев –  $d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x)$ ;
- ширина венца –  $b_2 \leq 0,75d_{a1}$  при  $z_1 = 1; 2$ ;  
 $b_2 \leq 0,67d_{a1}$  при  $z_1 = 4$ ;  
 $b_2 = 0,355a_w$  при  $z_1 = 1, 2$ ;  
 $b_2 = 0,315a_w$  при  $z_1 = 4$ ;
- радиусы закруглений зубьев –  $R_a = 0,5 \cdot d_1 - m$ ;  
 $R_f = 0,5 \cdot d_1 + 1,2 \cdot m$ .

Условный угол обхвата червяка венцом колеса  $2\delta$  определяется точками пересечения дуги окружности диаметром  $d' = d_{a1} - 0,5 \cdot m$  с контуром венца колеса, как правило, это 90–120° и равен:

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m}.$$

При этом должно выполняться условие:  $a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2})$ .

### Проверочный расчет

Уточняют КПД червячной передачи:

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \rho),$$

где  $\gamma$  – делительный угол подъема линии червяка;

$\rho$  – угол трения, который определяется по табл. 3.18 в зависимости от скорости скольжения  $V_s = \pi n_1 m (q + 2x) / 60000$ , м/с.

Таблица 3.18

**Значения угла трения  $\rho$**

$V_s$ , м/с	$\rho$	$V_s$ , м/с	$\beta$	$V_s$ , м/с	$\rho$
0,1	4°30' – 5°10'	1,5	2°20' – 2°50'	3	1°30' – 2°00'
0,5	3°10' – 3°40'	2	2°00' – 2°30'	4	1°20' – 1°40'
1,0	2°30' – 3°10'	2,5	1°40' – 2°20'	7	1°00' – 1°30'

*Примечание. Меньшие значения – для материалов группы I, большие для группы II и III (см. табл. 3.3).*

Проверяют контактные напряжения зубьев колес  $\sigma_H$ , Н/мм<sup>2</sup>:

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 \cdot d_2}} \cdot K \leq [\sigma]_H,$$

где  $F_{t2} = 2T_2 \cdot 10^3 / d_2$  – окружная сила на колесе, Н;

$T_2$  – вращающий момент на колесе, Н·м;

$d_1 = m \cdot q$ , мм;

$$d_2 = m \cdot z_2, \text{ мм};$$

$K$  – коэффициент нагрузки – зависит от окружной скорости колеса  $V = \omega_2 \cdot d_2 / (2 \cdot 10^3)$ , м/с:  $K = 1$  при  $V \leq 3$  м/с;  $K = 1,1 - 1,3$  при  $V > 3$  м/с;

$[\sigma]_H$  – допускаемое контактное напряжение зубьев колеса, Н/мм<sup>2</sup>, уточняется в зависимости от действительной скорости скольжения  $V_S$  по зависимостям раздела 3.3.

Допускается недогрузка передачи ( $\sigma_H < [\sigma]_H$ ) не более 20% и перегрузка ( $\sigma_H > [\sigma]_H$ ) до 5%. Если условие прочности не выполняется, следует принять другую марку материала венца червячного колеса (см. табл. 3.3) и повторить весь расчет передачи.

Определяют напряжения изгиба зубьев колеса  $\sigma_F$ , Н/мм<sup>2</sup>:

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_{F2} \cdot \frac{F_{t2}}{b_2 m} \cdot K \leq [\sigma]_F,$$

где  $Y_{F2}$  – коэффициент формы зуба колеса, который выбирают по таблице 3.19 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса  $z_{V2} = z_2 / \cos^3 \gamma$ . Здесь  $\gamma$  – делительный угол подъема линии витков червяка;

$m$  – модуль зацепления, мм;

$b_2$  – ширина венца червячного колеса, мм;

$F_{t2}$  – окружная сила на колесе, Н;

$[\sigma]_F$  – допускаемое напряжение изгиба, Н/мм<sup>2</sup> (см. раздел 3.5)

$K$  – коэффициент нагрузки:  $K = 1$  при  $V \leq 3$  м/с;  $K = 1,1 - 1,3$  при  $V > 3$  м/с.

Таблица 3.19

Коэффициенты формы зуба  $Y_{F2}$  червячного колеса

$Z_{V2}$	$Y_{F2}$	$Z_{V2}$	$Y_{F2}$	$Z_{V2}$	$Y_{F2}$	$Z_{V2}$	$Y_{F2}$
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,77	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

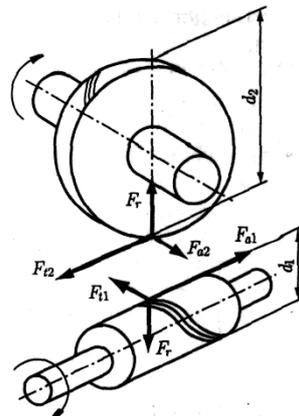


Рис. 3.8. Силы в зацеплении

### Силы в зацеплении

Окружная сила на колесе равна осевой силе на червяке:

$$Ft_2 = Fa_1 = 2 \cdot 10^3 \cdot T_2 / d_2.$$

Окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе:

$$Ft_1 = Fa_2 = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_1.$$

Радиальная сила:

$$F_r = Ft_2 \operatorname{tg} \alpha,$$

где  $\alpha = 20^\circ$ .

### Тепловой расчет

Мощность (Вт) на червяке  $P_1 = 0,1T_2 \cdot n_2 / \eta$ .

Температура нагрева масла (корпуса) без искусственного охлаждения:

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1-\eta)P_1}{[K_T \cdot A(1+\psi)]} + 20^\circ \leq [t]_{\text{раб}}.$$

Температура нагрева масла (корпуса) при охлаждении вентилятором:

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1-\eta)P_1}{[0,65(1+\psi)K_T + 0,35K_{\text{ТВ}}] \cdot A} + 20^\circ \leq [t]_{\text{раб}},$$

где  $\psi = 0,3$  – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса редуктора в металлическую плиту или раму;  $[t]_{\text{раб}} = 95...110^\circ\text{C}$  – максимальная допустимая температура нагрева масла.

Поверхность охлаждения корпуса  $A$ ,  $\text{м}^2$  равна сумме поверхностей всех его стенок, за исключением поверхности дна, корпус которой прилегает к плите или раме. Размеры стенок корпуса можно взять по эскизному проекту редуктора или приближенно в зависимости от межосевого расстояния:

$a_w$ , мм... 80 100 125 140 160 180 200 225 250 280.

$A$ ,  $\text{м}^2$  ... 0,16 0,24 0,35 0,42 0,53 0,65 0,78 0,95 1,14 1,34.

Для чугунных корпусов при естественном охлаждении коэффициент теплоотдачи  $K_T = 12...18$ ,  $\text{Вт}/\text{м}^2$  (большие значения при хороших условиях охлаждения).

Коэффициент  $K_{\text{ТВ}}$  при обдуве вентилятором:

$n_B$ ... 750 1000 1500 3000.

$K_{\text{ТВ}}$ ... 20 24 35 50.

Здесь  $n_B$  – частота вращения вентилятора,  $\text{мин}^{-1}$ .

Вентилятор обычно устанавливают на валу червяка.

---

## 4. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 4.1. Общие сведения

В автотракторном и сельскохозяйственном машиностроении ременные передачи применяют достаточно широко. В зависимости от формы поперечного сечения ремня и назначения различают плоско-, зубчато-, клино-, поликлино- и круглоременные передачи.

Для применения ременных передач необходимо знать их преимущества и недостатки по сравнению с другими видами передач, а также характерные особенности того или иного вида ременной передачи.

Преимущества ременных передач – плавность и бесшумность работы, предохранение механизмов от перегрузки за счет возможного проскальзывания ремней, простота конструкции и эксплуатации, так как не требуется смазывания передачи, а также возможность работы при больших окружных скоростях (до 100 м/с) и передачи движения не только на большие расстояния (15 м и более), но и от одного ведущего шкива к нескольким ведомым.

К недостаткам ременных передач относятся большие габаритные размеры, так как при одинаковой передаваемой мощности диаметры шкивов примерно в 5 раз больше, чем диаметры зубчатых колес, переменное передаточное отношение из-за проскальзывания ремня, повышенная нагрузка на валы и опоры (в 2–3 раза по сравнению с зубчатой передачей), низкая долговечность ремней (1000...5000 ч), сравнительно небольшая передаваемая мощность (в большинстве случаев не более 50 кВт).

С расширением выпуска клиновых ремней применение плоских ремней старой конструкции резко сократилось. Плоские плеченные ремни из пластмасс используют в высокоскоростных передачах.

Зубчатоременные передачи имеют преимущества плоскоременных передач, но сохраняют постоянное передаточное отношение. Их применяют, например, для привода распределительного вала двигателей внутреннего сгорания. Использование зубчатого ремня оказалось возможным с появлением новых материалов – пластмасс.

Поликлиновые ремни представляют собой несколько клиновых ремней, соединенных между собой одной общей основой в тонкой плоской части. Они самые компактные из всех ременных передач.

Круглоременные передачи используют для передачи небольших мощностей в швейных машинах, настольных станках и приборах.

Передача вращающего момента от ведущего шкива к ремню и от ремня к ведомому шкиву происходит за счет силы трения между ремнем и шкивом. Сила трения создается благодаря предварительному натяжению ремня, которое осуществляют следующими способами:

1) периодическим подтягиванием его по мере вытяжки за счет перемещения электродвигателя по салазкам плиты;

2) натяжным роликом, устанавливаемым с наружной стороны ведомой ветви ремня ближе к шкиву малого диаметра. Это способствует увеличению угла обхвата малого шкива. Поджим натяжного ролика может быть периодическим или же с помощью пружины (груза);

3) автоматически под действием силы тяжести электродвигателя, установленного на качающейся плите (в вертикальной ременной передаче);

4) автоматически за счет установки электродвигателя на качающейся раме (в горизонтальной ременной передаче). Ось рамы смещена относительно оси электродвигателя, вследствие чего с увеличением передаваемого вращающего момента увеличивается сила натяжения ремня;

5) автоматически за счет применения зубчатой пары в сочетании с ременной передачей. Данный способ используют редко из-за усложнения конструкции.

Ременная передача может быть регулируемой по передаточному отношению. С этой целью на ведущем и ведомом валах устанавливают ступенчатые шкивы. Переводя ре-

мень с одной ступени на другую, можно получить столько передаточных отношений, сколько ступеней на шкивах.

У ременных вариаторов передаточное отношение изменяется бесступенчато в результате изменения расстояния между половинками шкивов, то есть их рабочих диаметров.

#### 4.2. Материалы и конструкции плоских ремней

**Резинотканевые ремни** (ГОСТ 23831-79) самые распространенные. Они состоят из тканевого каркаса и резиновых прослоек между тканевыми прокладками. Ткань обеспечивает требуемую прочность, а резина служит связующим звеном и повышает коэффициент трения. Элементы ремней соединяют сшивкой, склеиванием или металлическим креплением (болтами или заклепками). Ремни общего назначения предназначены для работы при температуре от -25 до +60 °С, а морозостойкие – от -45 до +60 °С.

Промышленность выпускает резинотканевые ремни трех типов (А, Б, В) следующей ширины:

тип А – 20, 25, 30, 40, 45, 50, 60, 70, 75, 80, 85, 90, 100, 125, 150, 200, 225, 250, 300, 400, 450, 500;

тип Б – 20, 25, 30, 40, 45, 150, 200, 250, 300, 375, 400, 425, 450, 500;

тип В – 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 75, 80, 85, 90, 100, 122, 150, 200, 250, 300, 375, 400, 425, 450, 500.

Значения ширины и толщины ремня в зависимости от числа прокладок приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1

**Значения толщины и ширины ремня (мм) в зависимости от числа прокладок**

Число прокладок	Ширина ремня, мм			Толщина ремня, мм	
	Тип А	Тип Б	Тип В	Тип А и Б с прослойками	Тип Б и В без прослоек
2	—	20...45	—	3	2,5
3	20...100	—	20...100	4,5	3,75
4	20...300	150...300	50...300	6	5
5	20...500	150...300	50...500	7,5	6,25
6	80...500	150...500	80...500	9	7,5
7	250...500	250...500	250...500	10,5	8,75
8	250...500	250...500	250...500	12	10
9	500	500	500	13,5	11,25

**Кожаные ремни** (ГОСТ 18679-73) изготавливают из отдельных полос кожи, склеивая их специальным клеем или сшивая сыромятными ремешками или жильными струнами. Они обладают хорошей тяговой способностью, долговечнее других, могут работать при скоростях до 45 м/с. Однако из-за высокой стоимости их применяют редко. Кожаные ремни нельзя применять в сырых и насыщенных парами кислот и щелочей помещениях. Размеры ремней приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2

**Размеры кожаных плоских ремней, мм**

Ширина	Толщина ремня		Ширина	Толщина ремня	
	одинарного	двойного		одинарного	двойного
10, 16, 20, 25	3...3,5	—	80, 90, 100, 112	4,5...5	7,5...8
32, 40, 50	3,5...4	—	125, 140	5...5,5	9...9,5
63, 70	4...4,5	—	160, 180, 200, 225	5,5...6	9,5...10
			250, 280, 355, 400		
			450, 500, 560		

**Хлопчатобумажные цельнотканевые ремни** (ГОСТ 6982-75) изготавливают из хлопчатобумажной пряжи в несколько переплетающихся слоев, пропитывая ее специальным составом из озокерита (горного воска) и битума. Это самые дешевые ремни, но по нагрузочной способности и долговечности они хуже прорезиненных и кожаных. Их используют для передачи небольших мощностей при скоростях до 25 м/с, не применяют в сырых помещениях при температуре свыше 50°C и при воздействии паров кислот.

Ширину и толщину ремня выбирают в зависимости от числа слоев (табл. 4.3.)

Таблица 4.3

**Размеры хлопчатобумажных плоских ремней, мм**

Число слоев	Ширина	Толщина
4	30, 40, 50, 60, 75, 90, 100,	4,5
6	50, 60, 75, 90, 100, 125, 150	6,5
8	100, 125, 150, 175, 200, 250	8,5

**Шерстяные ремни** (ГОСТ 17-34-70) изготавливают из шерстяных и хлопчатобумажных нитей, пропитывая их составом из олифы, порошкового мела и железного сурика. По сравнению с другими ремнями они менее чувствительны к воздействию повышенной температуры, влажности, паров кислот и щелочей. Могут работать при скоростях до 30 м/с. Параметры ремней приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4

**Размеры шерстяных ремней (мм) в зависимости от числа слоев**

Число слоев	Ширина, мм	Толщина, мм	Число слоев	Ширина, мм	Толщина, мм
3	50	6	4	125	9
3	60	6	4	150	9
3	75	6	4	175	9
3	90	6	5	200	11
4	100	9	5	225	11
4	115	9	5	250	11

### 4.3. Расчет плоскоременной передачи

Исходными данными для расчета ременных передач открытого типа (оси валов параллельны, вращение шкивов в одном направлении) являются требуемая (номинальная) мощность двигателя  $P_{ном}$  и его частота вращения  $n_{об} = n_{ном}$ , тип ременной передачи.

Ременные передачи – это быстроходные передачи и поэтому в проектируемых приводах они расположены первой ступенью. Расчет ременных передач с прорезиненными ремнями плоского, клинового и поликлинового сечений выполняют в два этапа: первый – проектный расчет с целью определения геометрических параметров передачи (рис. 4.1); второй – проверочный расчет ремней на прочность.

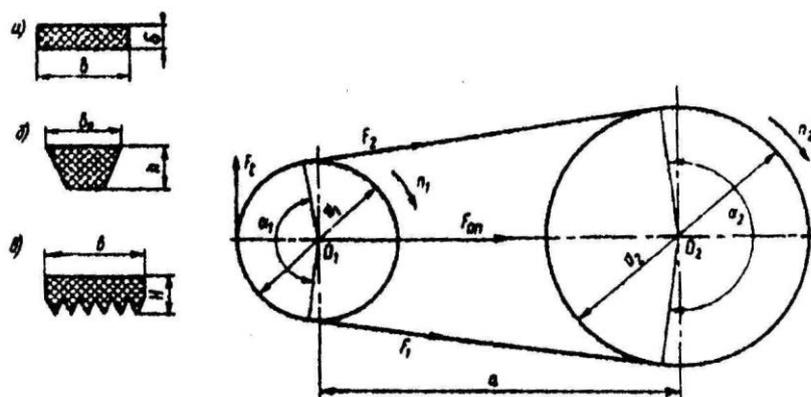


Рис. 4.1. Геометрические и силовые параметры ременной передачи и сечения ремня: а – плоского; б – клинового; в – поликлинового

### Проектный расчет

Определяют диаметр ведущего шкива  $d_1$ , мм:

$$d_1 \approx 60 \cdot \sqrt[3]{T_1}, \quad (4.1)$$

где  $T_1$  – номинальный вращающий момент на ведущем шкиве (на валу двигателя), Н·м.

По найденному значению  $d_1$  подбирают диаметр шкива  $d_1$  из стандартного ряда по ГОСТ 17383-73: 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 140; 160; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000.

Диаметр ведомого шкива  $d_2$ , мм, определяют с учетом относительного скольжения ремня  $\varepsilon$ :

$$d_2' = d_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon), \quad (4.2)$$

где  $u$  – передаточное число ременной передачи;

$\varepsilon = 0,01-0,02$  – коэффициент скольжения.

Полученное значение  $d_2'$  округляют до ближайшего  $d_2$  из стандартного ряда по ГОСТ 17383-73 (см. выше при выборе  $d_1$ ).

Вычисляют фактическое передаточное число  $u_\phi$  и его отклонение  $\Delta u$  от заданного  $u$ :

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100\% \leq 3\%. \quad (4.3)$$

Выбирают ориентировочное межосевое расстояние  $a'$ , мм:

$$a \geq 1,5 \cdot (d_1 + d_2). \quad (4.4)$$

Определяют длину ремня (без учета припуска на соединение концов)  $l'$ , мм:

$$l' = 2a' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (4.5)$$

Полученное значение  $l'$ , мм, округляют до стандартного значения  $l$  из ряда: 500; 550; 600; 700; 750; 800; 850; 900; 1000; 1050; 1150; 1200; 1250; 1300; 1400; 1450; 1500; 1600; 1700; 1800; 2000.

Уточняют межосевое расстояние  $a$ , мм:

$$a = \frac{1}{8} \cdot \left\{ 2l - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right\}. \quad (4.6)$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения  $a$  на 0,01l для того, чтобы облегчить надевание ремня на шкив; для увеличения натяжения ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения  $a$  на 0,025l.

Вычисляют угол обхвата ремнем ведущего шкива  $\alpha_1$ , град:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot (d_2 - d_1) / a.$$

При этом  $\alpha_1$  должен быть  $\geq 150^\circ$ , но менее  $180^\circ$ .

Рассчитывают скорость ремня, м/с:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} \leq [V], \quad (4.7)$$

где  $d_1$  – диаметр ведущего шкива, мм;  
 $n_1$  – частота вращения ведущего шкива, об/мин;  
 $[V] = 35$  м/с – допускаемая скорость.

Определяют частоту пробегов ремня  $U$ , с<sup>-1</sup>:

$$U = V / l \leq [U],$$

где  $[U] = 15$  с<sup>-1</sup> – допускаемая частота пробегов прорезиненного ремня;

$l$  – стандартная длина ремня, м.

При  $U < [U]$  гарантируется соблюдение долговечности ремня в течение срока службы 1000–5000 ч.

Определяют передаваемую ремнем окружную силу  $F_t$  Н:

$$F_t = P_{ном} \cdot 10^3 / V \text{ или } F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \quad (4.8)$$

где  $P_{ном}$  – номинальная мощность двигателя, кВт;

$V$  – скорость ремня, м/с;

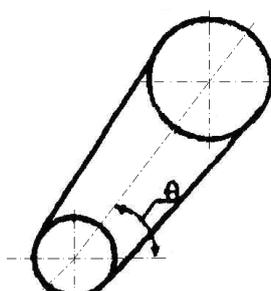
$T_1$  – крутящий момент на ведущем шкиве, Н·мм;

$d_1$  – диаметр ведущего шкива, мм.

Таблица 4.5

**Значение поправочных коэффициентов С**

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы $C_p$							
Характер нагрузки	Спокойная	С умеренными колебаниями	Со значительными колебаниями	Ударная и резко неравномерная			
$C_p$	1	0,9	0,8	0,7			
<i>Примечание. При двухсменной работе <math>C_p</math> следует понижать на 0,1, при трехсменной – на 0,2.</i>							
Коэффициент угла обхвата $\alpha_1$ на меньшем шкиве $C_\alpha$							
Угол обхвата $\alpha_1$ , град	180	170	160	150	140	130	120

$C_\alpha$	для плоских ремней	1	0,97	0,94	0,91	—	—	—
	для клиновых и поликлиновых ремней	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,85	0,83
Коэффициент влияния натяжения от центробежной силы $C_V$								
Скорость ремня $V$ , м/с		1	5	10	15	20	25	30
$C_V$	для плоских ремней	1,04	1,03	1	0,95	0,88	0,79	0,68
	для клиновых и поликлиновых ремней	1,05	1,04	1	0,94	0,85	0,74	0,6
Коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту $C_\theta$								
Угол наклона $\theta$ , град					0–60	60–80	80–90	
$C_\theta$					1	0,9	0,8	
Коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня $l_p$ к базовой $l_o$								
Отношение $l_p / l_o$		0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	
$C_l$	для клинового ремня нормального сечения	0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07	
	для клинового узкого и поликлинового ремней	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06	
Коэффициент влияния диаметра меньшего шкива $C_d$								
Диаметр шкива		15	20	40	60	90	120 и более	
$C_d$		0,6	0,8	0,95	1,0	1,1	1,2	
Коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи $C_Z$								
Ожидаемое число ремней $Z$		2–3		4–5		6		
$C_Z$		0,95		0,90		0,85		

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кордшнурами и уточными нитями плоского ремня  $C_F = 0,85$ .

Рассчитывают допускаемую удельную окружную силу  $[k]$  на единицу площади поперечного сечения ремня,  $H/мм^2$ :

$$[k] = [k_0] \cdot C_V \cdot C_\alpha \cdot C_\theta \cdot C_p \cdot C_d \cdot C_F,$$

где  $[k_0]$  – допускаемая приведенная удельная окружная сила на единицу площади поперечного сечения,  $H/мм^2$ . Определяется по таблице 4.6 интерполированием в зависимости от диаметра ведущего шкива  $d_1$ .  $C$  – поправочные коэффициенты (см. табл. 4.5)

Таблица 4.6

**Расчетные параметры кордшнурового ремня**

$\delta, мм$	$d_1, мм$	$\sigma_0, H/мм^2$	$[k_0]^*, H/мм^2$
2,8	100	2	0,9
2,8	180	2	1,6
2,8	220	2	2,32

*Примечание.* Значения  $[k_0]$  для кожаных  $[k_0] = 2,2 H/мм^2$ , для хлопчатобумажных  $[k_0] = 1,7 H/мм^2$ , для резинотканевых ремней  $\delta = 2,5$ ,  $\sigma_0 = 1,8 H / мм^2$ ,  $[k_0] = 2,25 H / мм^2$ .

Определяют ширину ремня, мм:

$$b = \frac{F_t}{\delta \cdot [k]}, \tag{4.9}$$

где  $F_t$  – окружная сила передаваемая ремнем,  $H$ ;  
 $[k]$  – допускаемая удельная окружная сила,  $H/мм^2$ ;  
 $\delta$  – толщина ремня, мм.

При этом  $\delta \leq 0,025 d_1$  для обеспечения достаточной эластичности ремня. Ширину ремня округлить до стандартного значения:

$b, мм$	32	40	50	63	71	80	90	100
$B, мм$	40	50	63	71	80	90	100	112 .

Здесь  $B$  – стандартное значение ширины шкива.

Вычисляют площадь поперечного сечения ремня  $A, мм^2$ :

$$A = b \cdot \delta.$$

Определяют силы, действующие в ременной передаче,  $H$  (см. рис. 4.1) (окружная сила  $F_t$  определена ранее):

- предварительного натяжения:

$$F_o = A \cdot \sigma_o, \tag{4.10}$$

где  $\sigma_o$  – напряжение от силы предварительного натяжения,  $H/мм^2$  (см. табл. 4.6);

- натяжения в ведущей ветви ремня:

$$F_1 = F_o + F_t / 2; \tag{4.11}$$

- натяжения в ведомой ветви ремня:

$$F_2 = F_o - F_t / 2. \tag{4.12}$$

Предварительное натяжение  $F_o^p$  ремня из условия передачи требуемого окружного усилия  $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$ :

$$F_o^p = \left( \frac{e^{f\alpha_p} + 1}{e^{f\alpha_p} - 1} \right) \cdot \frac{F_t}{2}, \quad (4.13)$$

где  $f$  – коэффициент трения скольжения материалов ремня и шкива;  
 $\alpha_p, \text{ рад}$  – рабочий угол обхвата ремнем ведущего шкива,  $\alpha_p = 0,8\alpha_1$ .  
 Должно выполняться условие

$$F_o \geq F_o^p.$$

Рассчитывают силу давления ремня на вал  $F_{on}, H$ :

$$F_{on} = 2F_o^p \cdot \sin(\alpha_1 / 2), \quad (4.14)$$

где  $\alpha_1$  – угол обхвата ремнем ведущего шкива.

### Проверочный расчет

Проверяют прочность ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви  $\sigma_{\max}, H/\text{мм}^2$ :

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v \leq [\sigma]_p, \quad (4.15)$$

где  $\sigma_1$  – напряжения растяжения от силы  $F_1 = F_o + 0,5 \cdot F_t, H/\text{мм}^2$ :

$$\sigma_1 = \frac{F_o}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot A} \quad \text{– в плоском и поликлиновом ремне};$$

$$\sigma_1 = \frac{F_o}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot zA} \quad \text{– в клиновом ремне};$$

$\sigma_u$  – напряжение изгиба,  $H \cdot \text{мм}^2$ ;

$$\sigma_u = E_u \frac{\sigma}{d_1} \quad \text{– в плоском ремне};$$

$$\sigma_u = E_u \frac{h}{d_1} \quad \text{– в клиновом};$$

$$\sigma_u = E_u \frac{H}{d_1} \quad \text{– в поликлиновом; } h \text{ и } H \text{ – высота сечения клинового и поликлинового ремней.}$$

Для прорезиненных ремней модуль продольной упругости при изгибе  $E_u = 80 - 100H / \text{мм}^2$ ;

$A$  – площадь сечения ремня,  $\text{мм}^2$ ;

$\delta$  – толщина ремня (см. табл. 4.6),  $\text{мм}$ ;

$d_1$  – диаметр ведущего шкива,  $\text{мм}$ ;

$F_o$  – сила предварительного натяжения ремня,  $H$ ;

$F_t$  – окружная сила, передаваемая ремнем,  $H$ ;

$\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6}$  – напряжение от центробежных сил,  $H/\text{мм}^2$ . Здесь  $\rho$  – плотность материала,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $V$  – окружная скорость ремня,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $\rho = 1000 - 1200 \text{ кг}/\text{м}^3$  – для плоских прорезиненных ремней;  $\rho = 1250 - 1400 \text{ кг}/\text{м}^3$  – для клиновых и поликлиновых ремней.

$[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение растяжения,  $H/мм^2$ ;  $[\sigma]_p = 8 H/мм^2$  – для плоских и поликлиновых ремней.

Если получится  $\sigma_{\max} > [\sigma]_p$ , то следует увеличить диаметр  $d_1$  ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчет передачи.

Расчетную долговечность ремня  $H_0$  (в часах) определяют в зависимости от базового числа циклов нагружения (обычно  $N_u = 10^7$ ) и от числа пробегов за все время эксплуатации  $N_y = 2 \cdot 3600 \cdot H_0 \cdot U$ , где  $U = V/l$  – число пробегов ремня в секунду.

$$H_0 = \frac{\sigma_{-1}^6 \cdot 10^7 \cdot C_u \cdot C_H}{\sigma_{\max}^6 \cdot 2 \cdot 3600 \cdot U}, \quad (4.16)$$

где  $C_u = 1,5^3 \sqrt{u} - 0,5$  – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа  $u$  ременной передачи;

$C_H$  – коэффициент нагрузки:  $C_H = 2$  – при периодически меняющейся нагрузке от нуля до номинального значения;  $C_H = 1$  – при постоянной нагрузке;

$\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала ремня,  $H/мм^2$ : для прорезиненных плоских и поликлиновых  $\sigma_{-1} = 7 H/мм^2$ .

Рекомендуемая долговечность ремня  $H_0$  не менее 2000 ч.

#### 4.4. Зубчатременная передача

Работает зацеплением, без скольжения, обеспечивает синхронное вращение валов, по сравнению с ременной компактнее, по сравнению с цепной работает плавнее, с меньшим шумом, не требует ухода и смазки.

Зубчатременную передачу (рис. 4.2) применяют при мощности до 100 кВт (уникальные передачи до 500 кВт); работает в диапазоне скоростей  $V$  от 5 до 50 м/с, а в отдельных случаях до 80 м/с, передаточные числа  $u$  до 12, ширина ремней до 880 мм, наибольший КПД ~ 0,98.

##### Зубчатые ремни

Тянущий слой зубчатого ремня – металлотрос – заключен в резиновый массив (рис. 4.3) на основе бутадиен-нитрильных каучуков, наирита, реже из полиуретана. Зубья для повышения их износостойкости чаще покрыты нейлоновой или другой тканью. Для кинематических передач применяют ремни с тянущим шнуровым слоем из стекловолокна или полиэфирного волокна. Материал ремней маслостоек.

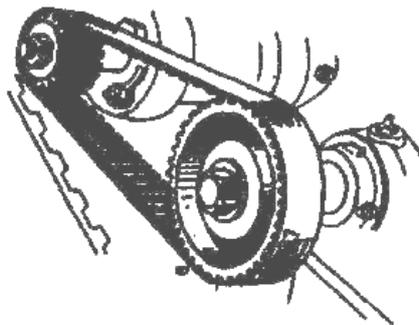


Рис. 4.2. Зубчатременный привод

Основной размерный параметр – модуль зацепления  $m = \frac{p}{\pi}$ , где  $p$  – шаг ремня, мм.

Остальные размеры выражают в функции модуля. Характеристики ремней по нормали приведены в таблице 4.7. Ширина ремня в пределах для каждого модуля должна быть взята из ряда: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80 мм; число зубьев ремня  $z_p$  из ряда: 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160.

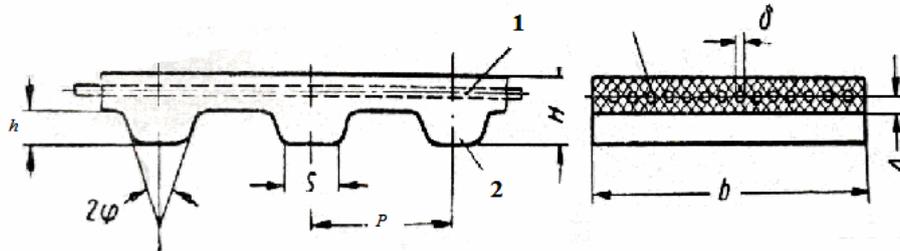


Рис. 4.3. Зубчатый ремень: 1 – стальные тросы; 2 – резина (пластмасса)

Значения в скобках применять не рекомендуется. Расчетную длину подсчитывают с точностью до 0,1 мм по формуле

$$L = \pi m z_p . \quad (4.17)$$

Допускаемое отклонение длин:

при длине L, мм .....	201–628	668–1130;
отклонение, мм .....	±0,6	±1,1;
при длине L, мм .....	1177–1560	1570–2100
отклонение, мм .....	±1,8	±2,8
		2198–3140;
		±4,3.

Таблица 4.7

Зубчатые ремни по ОСТ 38 05114-76 (рис. 4.3)

Параметр	Размер при модуле $m$ , мм						
	2	3	4*		6	7	10
Высота зуба $h$ , мм	1,2	1,8	2,4		3,0	4,2	6,0
Диаметр троса $\delta$ , мм	0,35		0,35	0,65	0,65		
Размер $\Delta$ , мм	0,6		0,6	1,3	1,3		
Масса 1 м длины ремня при ширине 1 см, $q$ , кг	0,032	0,04	0,05	0,065	0,075	0,09	0,11
Предел ширины $b$ , мм	8–16	12,5–25	20–40		25–50	50–80	50–80
Предел чисел зубьев ремня $z_p$	32–125	36–160	40–160		45–140	45–125	50–100
Применять при моменте $T$ , Н·м	≤ 0,2	≤ 2,4	≤ 22		≤ 49	≤ 190	≤ 1900
Удельное окружное усилие $p_0$ , Н/см	40	100	150	250	350	450	600

Примечание. Остальные размеры: общая толщина ремня  $H = m + 1$  мм; толщина зуба по вершине  $S=m$ ; угол  $2\varphi = 50^\circ$ . Ремни  $m = 4$  выполняют с металлотросом  $\delta = 0,35$  и  $\delta = 0,65$  мм.

Шкивы

За расчетный диаметр  $d$  шкива принимают диаметр окружности расположения нейтральной линии ремня (по центру металлоторса – рис. 4.3):

$$d = mz, \quad (4.18)$$

где  $z$  – число зубьев шкива.  
Наружный диаметр шкива

$$d_a = d - 2\Delta + k, \quad (4.19)$$

где  $\Delta$  – расстояние от впадины зуба ремня до оси металлоторса (табл. 4.7);  
 $k$  – поправка к диаметру шкива для увеличения его шага с целью более равномерного распределения окружного усилия по зубьям, находящимся в зацеплении:

при $d_a$ , мм – до 50	50–78	80–118;	
$k$ , мм –	0,08	0,10	0,12;
при $d_a$ , мм – 120–198	200–318	320–500;	
$k$ , мм –	0,13	0,15	0,18.

Шаг шкива по наружной окружности:

$$p_{uu} = \frac{\pi d_a}{z}. \quad (4.20)$$

Внутренний диаметра шкива:

$$d_f = d_a - 1.8m \quad (4.21)$$

Зубья шкива выполняют с прямобочным профилем с углом впадины  $2\varphi = 50^\circ \pm 2^\circ$ . Толщина зуба по наружной окружности:

$$S_{uu} = p_{uu} - \left( s + 2htg\varphi + \frac{f}{\cos\varphi} \right), \quad (4.22)$$

где  $s$  и  $h$  – размеры ремня по таблице 4.7;  
 $f$  – боковой зазор.

Зубья должны иметь закругления у вершины радиусом  $r_a$  и у основания радиусом  $r_f$ . Значения  $f$ ,  $r_a$  и  $r_f$  даны в таблице 4.8.

Таблица 4.8

Размеры бокового зазора закруглений зубчатых шкивов

$m$	$f$	$r_a$	$r_f$
2	0,8	0,3	0,3
3	1,2	0,4	0,4
4	1,2	0,6	0,6
5	1,5	0,8	0,8
7	1,8	1,0	0,8
10	2,5	1,2	1,0

Для кинематических малонагруженных передач с целью облегчения изготовления допускается эвольвентный профиль зубьев.

Отклонения на наружный диаметр шкива должны быть в пределах  $+20 \div -50$  мкм при  $m = 2$  с увеличением их до  $+50 \div -100$  мкм при  $m = 10$ . Шероховатость поверхности зубьев не более  $R_a = 2,5$  мкм.

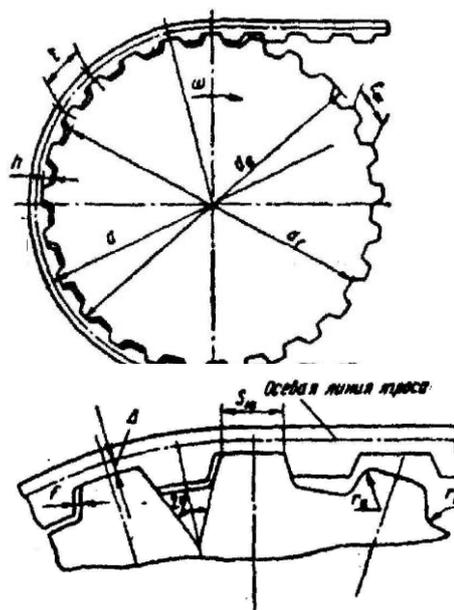


Рис. 4.4. Схема расположения ремня на шкиве

Конструкции шкивов схематически представлены на рисунке 4.5. При ширине ремня  $b$  ширина шкива без бортов  $V=b+m$ .

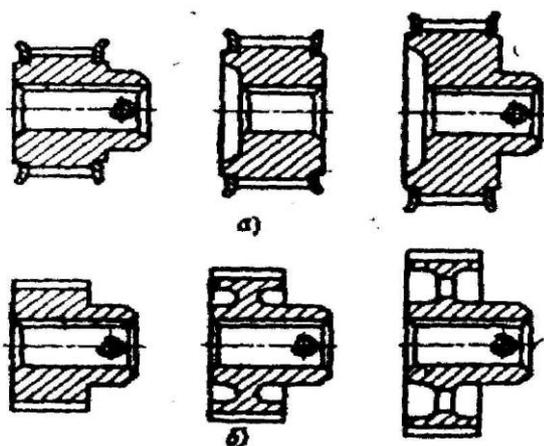


Рис. 4.5. Конструкции шкивов для зубчатых ремней: а – с ребрами; б – без ребер

Для предупреждения сбегания ремня один из шкивов (преимущественно меньший) делают с ребрами высотой 1,5–4 мм; допустимо одно-сторонние реборды ставить на каждом шкиве с противоположных сторон ремня.

При межосевом расстоянии  $a > 8d_1$  и  $u < 3$  оба шкива делают с ребрами. Рекомендуемая высота реборд 1,5–4 мм. Материал шкивов – чугун.

При  $v < 30 \text{ м/с}$  используется сталь, легкие сплавы и пластмассы. Зубья нарезают методом обкатки, при серийном производстве получают точным литьем под давлением без дополнительной обработки зубьев.

### Выбор параметров передачи и ее расчет

Число зубьев меньшего шкива  $z_1$  в зависимости от частоты вращения быстроходного вала  $n_6$  и модуля  $t$  указано в таблице 4.9. Число зубьев второго шкива  $z_2 = u \cdot z_1$ .

Модуль  $t$  выбирают по таблице 4.7 по моменту  $T_1$  на быстроходном валу. Из возможных вариантов лучше применять ремни с меньшим модулем – это уменьшает диаметры шкивов и центробежные силы, снижает шум и массу передачи, но увеличивает ширину ремня.

Геометрические размеры обоих шкивов: расчетные диаметры  $d$ , наружные  $d_a$ , внутренние  $d_f$  диаметры, шаг  $p_m$  и толщину зуба  $s_w$  по наружной окружности находят по формулам (4.18)–(4.21).

Межосевое расстояние назначают:

$$a = (0,5 \div 2,0)(d_2 + d_1).$$

Длину ремня  $L$  определяют по формуле (4.23), после чего из зависимости (4.17) находят число зубьев ремня  $z_p$ , которое округляют до нормализованных значений. После этого находят окончательную длину ремня  $L = \pi m z_p$  и методом последовательных приближений окончательное межосевое расстояние  $a$  (с точностью до 0,1 мм) по формуле (4.24):

$$L = 2a \cos \gamma + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \pi (d_2 - d_1) \frac{\gamma}{180} \quad (4.23)$$

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2L - \pi (d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi (d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}, \quad (4.24)$$

где  $\gamma$  – угол между линией центров передачи и ветвью ремня, определяемый из уравнения:

$$\gamma = \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a}.$$

Число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с малым шкивом:

$$z_0 = z_1 \frac{\alpha^0}{360}, \quad (4.25)$$

где  $\alpha^0 = 180 - 2\gamma^0$  – угол обхвата на малом шкиве;

$z_1$  – число зубьев малого шкива.

Рекомендуемые числа зубьев  $z_1$  меньшего шкива

Частота вращения быстроходного вала $n_\sigma$ , об/мин	Число зубьев $z_1$ при модуле $m$ , мм						
	2	3	4*	4**	5	7	10
1000	12	14	16	18	18	22	22
1500						24	24
2000		16	18	20	20	26–28	26–28
2500						30–32	30–32
3000							34–36
3500	14	18	20	22	34–36	—	
4000						—	
4500						—	
5000	16	20	22	24	—	—	
5500						—	
6000						—	
6500						—	
7000						—	
7500	18	20	—	—	—	—	
8000						—	
10000						—	
	20	—	—	—	—	—	

\* При металлотросе  $\delta = 0,36\text{мм}$ ;  
 \*\* При металлотросе  $\delta = 0,65\text{мм}$ .

Для хорошей работы передачи должно быть  $z_0 \geq 6$ . При меньшем  $z_0$  прочность зубьев на срез становится ниже прочности слоя металлотроса и несущая способность передачи падает. При получении  $z_0 \leq 6$  рекомендуется увеличить межосевое расстояние.

Удельное окружное усилие  $p_0$ , передаваемое зубчатыми ремнями при спокойной работе,  $u \geq 1$ , двух шкивах и  $z_0 \geq 6$  приведено в таблице 4.7 Допускаемое удельное окружное усилие при данных условиях работы:

$$[p] = p_0 C_p C_i C_0 C_z, \quad (4.26)$$

где  $C_p$  – коэффициент режима работы,  $C_i$  вводится только для ускоряющих передач.

$$u = \frac{n_1}{n_2} \dots\dots\dots 1-0,8 \quad 0,8-0,6 \quad 0,6-0,4 \quad 0,4-0,3 \quad 0,3;$$

$$C_p \dots\dots\dots 1 \quad 0,95 \quad 0,90 \quad 0,85 \quad 0,80.$$

Коэффициент  $C_0$  учитывает влияние роликов.

При одном ролике  $C_0 > 0,9$ , при двух  $C_0 = 0,8$ .

Коэффициент  $C_z$  при числе зубьев в зацеплении  $z_0 = 6; 5$  и  $4$  соответственно равен  $1; 0,8$  и  $0,6$ .

Рабочее удельное окружное усилие:

$$p = \frac{F_t}{b} + \frac{qV^2}{g} \leq [p], \quad (4.27)$$

где  $F_t$  – окружное усилие, определяемое по формуле  $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$ ;

$q$  – масса 1 м длины ремня шириной 1 см (табл. 4.7).

В проектном расчете находят необходимую ширину ремня:

$$b = \frac{F_t}{[p] - \frac{qV^2}{g}}, \quad (4.28)$$

которая округляется до нормализованных значений по данным таблицы 4.7.

Ширина ремня  $b$  должна быть меньше  $d_f$ . При большой ширине чрезмерное усилие на реборды будет вызывать их износ или сбегание ремня со шкивов.

#### 4.5. Расчет клиноременной и поликлиноременной передачи

##### Проектный расчет

Выбирают сечение ремня (тип ремня указан в задании) по номограмме рисунка 4.6 для клиновых ремней нормального сечения, по рисунку 4.7 – для клиновых ремней узкого сечения и по рисунку 4.8 – для поликлиновых ремней.

Выбор сечения ремня производится по одной из этих номограмм (рис. 4.6–4.8) в зависимости от мощности, передаваемой ведущим шкивом,  $P_1, кВт$  (номинальная мощность двигателя  $P_{ном}$ ) и его частоте вращения  $n_1, об/мин$  (номинальная частота вращения двигателя  $n_{ном}$ ).

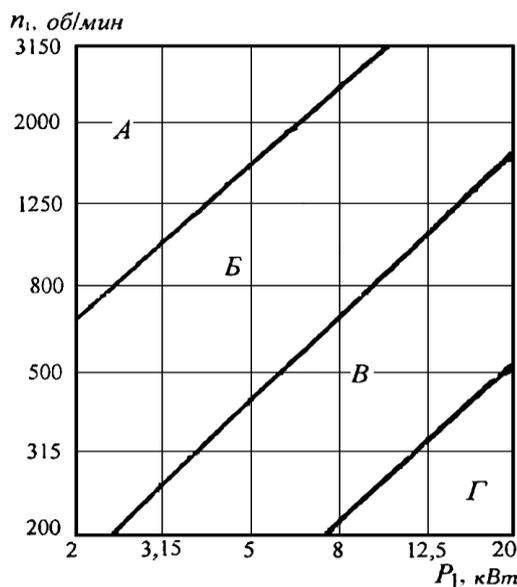


Рис. 4.6. Номограмма для выбора клиновых ремней нормального сечения

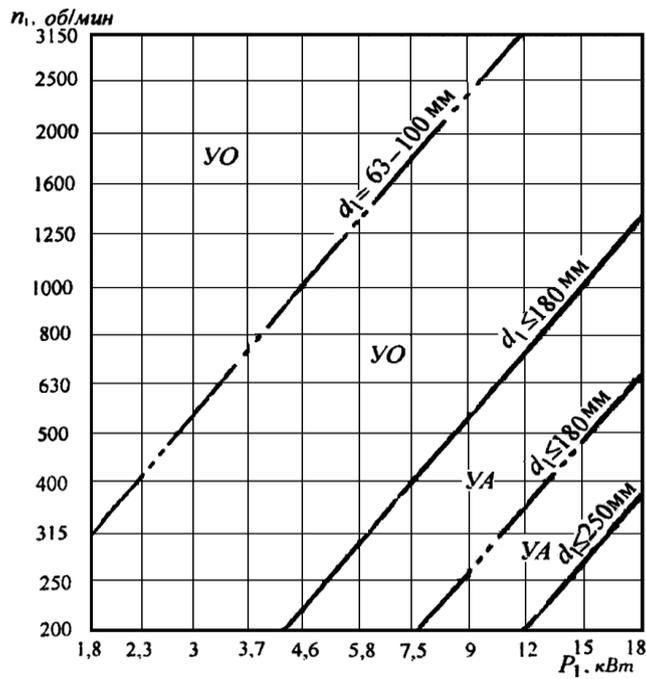


Рис. 4.7. Номограмма для выбора клиновых ремней узкого сечения

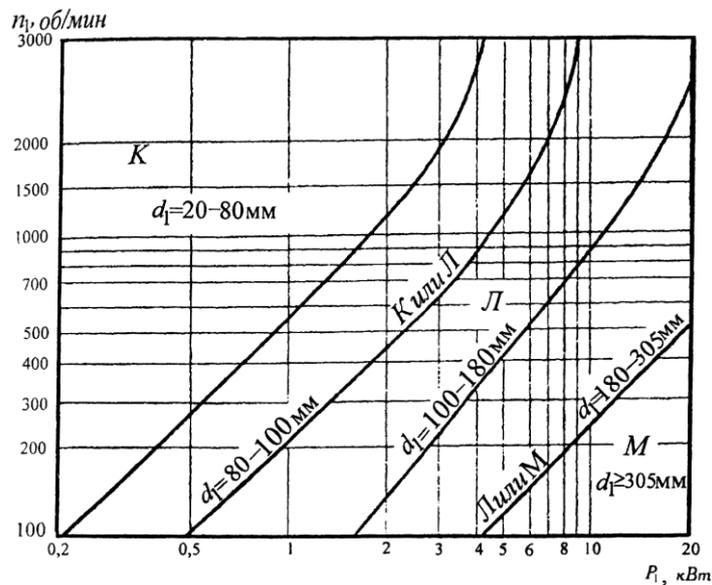


Рис. 4.8. Номограмма для выбора поликлиновых ремней

Учсть, что клиновые ремни нормального сечения O применяют только для передач малой мощности, то есть  $P_1 \leq 2 \text{ кВт}$ .

Определяют минимально допустимый диаметр ведущего шкива  $d_{1\text{min}}$ , мм по таблице 4.10 в зависимости от вращающего момента на валу  $T_{\text{де}}$  Н·м и выбранного сечения ремня.

Для обеспечения повышения срока службы ремней рекомендуется применять ведущие шкивы с диаметром  $d$  на 1–2 порядка выше  $d_{1\text{min}}$  выбранного из таблицы 4.10.

Минимальные значения диаметра меньших шкивов для передачи наибольших моментов

Обозначение сечения ремня	Нормальное сечение			Узкое сечение		Поликлиновое сечение			
	О	А	Б	УО	УА	УБ	К	Л	М
Вращающий момент, Н·м	< 30	15–60	50–150	< 150	90–400	300–2000	< 40	8–40	> 130
$d_{1\min}$ , мм	63	90	125	63	90	140	40	80	180

Вычисляют диаметр ведомого шкива  $d_2$ , мм:

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon), \quad (4.29)$$

где  $u$  – передаточное число ременной передачи;

$\varepsilon$  – коэффициент скольжения,  $\varepsilon = 0,01 \div 0,02$ . Полученное значение  $d_2$  округляют до ближайшего стандартного (см. раздел 4.3).

Определяют далее фактическое передаточное число  $u_\phi$  и проверяют его отклонение  $\Delta u$  от заданного  $u$ :

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}; \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100\% \leq 3\%. \quad (4.30)$$

Рассчитывают ориентировочно межосевое расстояние  $a'$ , мм:

$$a' = (0.55 - 2) \cdot (d_1 + d_2) + h(H), \quad (4.31)$$

где  $h(H)$  – высота сечения клинового (поликлинового) ремня (табл. 4.11).

Рассчитывают длину ремня  $l$ , мм:

$$l' = 2a' + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a'}. \quad (4.32)$$

Значение  $l'$  округлить до ближайшего стандартного (см. раздел 4.3).

С учетом выбранной стандартной длины ремня уточняют значение межосевого расстояния,  $a$ , мм:

$$a = 0,125 \left\{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}. \quad (4.33)$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения межосевого расстояния  $a$  на  $0,01l$ , для того, чтобы облегчить надевание ремня на шкив; для уменьшения натяжения ремней предусмотреть возможность уменьшения  $a$  на  $0,025l$ .

Угол обхвата ремнем ведущего шкива  $\alpha_1$ , град:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \left( \frac{d_2 - d_1}{a} \right). \quad (4.34)$$

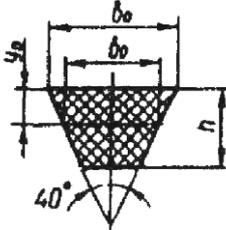
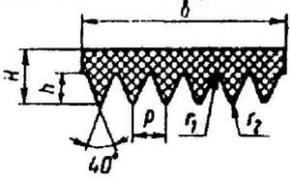
Угол  $\alpha_1$ , должен лежать в пределах

$$120^\circ \leq \alpha_1 \leq 180^\circ.$$

Угол между ветвями ремня, град:

$$\beta = 57 \left( \frac{d_2 - d_1}{a} \right). \quad (4.35)$$

Основные параметры клиновых и поликлиновых ремней общего назначения

Основной размер, мм									
	Обозначение сечения ремня								
	Нормальное сечение по ГОСТ 1284-80			Узкое сечение по ТУ 38-40534-75			Поликлиновое сечение по РТМ 38-40528-74		
	0	А	Б	УО	УА	УБ	К	Л	М
$b_p$	8,5	11	14	8,5	11	14			
$b_0$	10	13	17	10	13	17			
$h$	6	8	10,5	8	10	13	2,35		
$у$	2,1	2,8	4,0	2,0	2,8	3,5			
Площадь сечения $A$ , мм <sup>2</sup>	47	81	138	56	93	159	$0,5b(2H-h)$		
Предельное значение: $l$ , мм	400–2500	560–4000	800–6300	630–3550	800–4500	1250–8000	400–2000	1250–6000	2000–6000
$\rho$							2,4	4,8	9,5
$H$							4	9,5	16,7
Число ремней (клиньев)		5,6		5,6	8	...12	2–36	4–20	4–20
Масса 1 м длины $q$ , кг/м	0,06	0,105	0,18	0,07	0,12	0,20	0,09	0,45	1,6

Примечания. 1.  $l$  – расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии. 2. ( $r_1$ ;  $r_2$ ) – радиусы закруглений сечений поликлиновых ремней: К (0,4; 0,2), Л (0,6; 0,4); М (1,0; 0,8).

Скорость ремня  $V$ , м/с:

$$V = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \leq [V], \quad (4.36)$$

где  $d_1$  и  $n_1$  – диаметры ведущего шкива, мм и его частота вращения, об/мин;

$[V]$  – допустимая скорость, м/с;  $[V] = 25$  м/с – для клиновых ремней;  $[V] = 40$  м/с – для узких клиновых ремней и поликлиновых ремней.

Частота пробегов ремня  $U$ , с<sup>-1</sup>:

$$U = V/l \leq [U], \quad (4.37)$$

где  $[U] = 30$  с<sup>-1</sup> – допустимая частота пробегов ремня. Условие (4.37) гарантирует срок службы ремней – 1000–5000 ч.

Определяют допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем или поликлиновым ремнем с десятью клиньями  $[P_n]$  кВт:

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_z \text{ – клиновым ремнем;}$$

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_l \text{ – поликлиновым ремнем,}$$

где  $[P_0]$  – допустимая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым или поликлиновым ремнем с десятью клиньями, кВт; выбираются по таблице 4.12 в зависимости от типа ремня, его сечения, скорости  $V$ , м/с и диаметра ведущего шкива  $d_1$ , мм;

$C$  – поправочные коэффициенты (табл. 4.5).

Определяют количество клиновых ремней или число клиньев поликлинового ремня  $Z$ .

Таблица 4.12

**Допускаемая приведенная мощность ( $P_0$ ), кВт, передаваемая одним клиновым ремнем, узким клиновым ремнем, поликлиновым ремнем с десятью клиньями**

Тип ремня	Сечение, длина $l_0$ , мм	Диаметр меньшего шкива	Скорость ремня $V$ , м/с							
		$d_1$ , мм	3	5	10	15	20	25	30	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Клиновой	О 1320	63	-	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	-	-
		71	-	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	-
		80	-	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	-
		90	-	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
		100	-	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11	2,081
		112	-	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27
	А 1700	90	-	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	-	-
		100	-	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	-
		112	-	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
		125	-	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
		140	-	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67	3,64
		160	-	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11	4,17
	Б 2240	125	-	0,95	1,39	2,26	2,80	-	-	-
		140	-	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	-	-
		160	-	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	-	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	-	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
		224	-	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07
Узкий клиновой	УО 1600	63	-	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	-	-
		71	-	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	-
		80	-	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	-
		90	-	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55
		100	-	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35
		112	-	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15
	УА 2500	90	-	1,08	1,56	2,57	-	-	-	-
		100	-	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	-	-
		112	-	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	-
		125	-	1,53	2,41	4,23	5,67	6,0	7,12	,10
		140	-	1,72	2,64	4,70	6,3	7,56	8,25	8,43
		160	-	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94
	УБ 3550	140	-	1,96	2,95	5,00	6,37	-	-	-
		160	-	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	-
		180	-	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	11,4	11,5
		200	-	2,64	4,12	7,3	10,0	11,9	13,1	13,3
		224	-	2,81	4,26	7,88	10,7	13,0	14,6	15,1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Поликли- новой	К 710	40	0,65	0,90	1,4	2,4	3,2	3,7	-	-
		45	0,7	0,98	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	-
		50	0,76	1,06	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	-
		63	0,85	1,18	1,86	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8
		71	0,88	1,25	2,0	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4
		80	0,92	1,3	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9
		90	0,95	1,35	2,15	3,9	5,4	6,7	8,0	8,7
	100	0,97	1,38	2,2	4,0	5,6	6,9	9,2	9,1	
	Л 1600	80	1,9	2,47	3,9	6,4	7,9	8,3	-	-
		90	2,2	2,96	4,5	7,6	9,7	10,8	-	-
		100	2,3	3,2	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	-
		112	2,54	3,53	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	-
		125	2,7	3,76	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0
		140	2,9	4,04	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0
	М 2240	180	7,1	9,57	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2
		200	7,7	10,6	16,3	27,7	35,8	30,3	40,4	35,4
		224	8,5	11,7	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3

$$\text{Количество клиновых ремней: } Z = P_{\text{ном}} / [P_n]. \quad (4.38)$$

$$\text{Число клиньев поликлинового ремня: } Z = 10 \cdot P_{\text{ном}} / [P_n], \quad (4.39)$$

где  $P_{\text{НОМ}}$  – номинальная мощность двигателя, кВт;

$[P_n]$  – допустимая мощность, передаваемая ремнями, кВт.

В проектируемых передачах малой и средней мощности рекомендуется принимать число клиновых ремней  $Z \leq 5$  из-за их неодинаковой длины и неравномерности нагружения; число клиньев поликлинового ремня выбирают из таблицы 4.11.

Рассчитывают силу предварительного натяжения  $F_0$ , Н:

$$\text{одного клинового ремня – } F_0 = \frac{850 \cdot P_{\text{ном}} C_l}{Z \cdot V \cdot C_\alpha \cdot C_p}; \quad (4.40)$$

$$\text{поликлинового ремня – } F_0 = \frac{850 \cdot P_{\text{ном}} C_l}{V \cdot C_\alpha \cdot C_p}, \quad (4.41)$$

где  $V$  – скорость ремня, м/с;

$P_{\text{ном}}$  – номинальная мощность двигателя, кВт;

$C_p; C_\alpha; C_l$  – поправочные коэффициенты (табл. 4.5);

$Z$  – число ремней.

Окружная сила, передаваемая комплектом клиновых ремней или поликлиновым ремнем  $F_t$ , Н:

$$F_t = P_{\text{ном}} \cdot 10^3 / V, \quad (4.42)$$

где  $V$  – окружная скорость ремня, м/с.

Силы натяжения ремней  $F_1$  и  $F_2$ , Н:

одного клинового ремня:

поликлинового ремня:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2 \cdot Z};$$

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2};$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2 \cdot Z};$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}.$$

(4.43)

Сила давления ремней на вал  $F_{0н}$ , Н:

$$F_{0н} = 2F_0 \cdot Z \cdot \sin(\alpha_1 / 2) \text{ – от клиновых ремней; } \quad (4.44)$$

$$F_{0н} = 2F_0 \cdot \sin(\alpha / 2) \text{ – от поликлинового ремня. } \quad (4.45)$$

### Проверочный расчет

При проверочном расчете определяют прочность одного клинового ремня или поликлинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви  $\sigma_{\max}$ ,  $H/мм^2$ , определение которых приведено выше (см. (4.15)).

Долговечность поликлинового ремня от 1000–5000 ч гарантируется при соблюдении условия  $\sigma_{\max} \leq [\sigma]_p$ .

Долговечность клинового ремня (рабочий ресурс)  $H_0$ :

$$H_0 = \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} \right)^8 \cdot \frac{10^3 \cdot N_{oc} \cdot l \cdot C_u \cdot C_H}{60\pi \cdot d_1 \cdot n_1}, \quad (4.46)$$

где  $d_1$  – диаметр ведущего шкива, мм;

$n_1$  – частота вращения ведущего шкива, об/мин;

$\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала ремня,  $\sigma_{-1} = 7 H/мм^2$ ;

$\sigma_{\max}$  – максимальное напряжение в ведущей ветви ремня,  $H/мм^2$  (см. 4.15);

$C_u = (1,5\sqrt[3]{u} - 0,5)$  – коэффициент, учитывающий, влияние передаточного числа  $u$  ременной передачи;

$C_H$  – коэффициент нагрузки:  $C_H = 2$  – при периодической меняющейся нагрузке;

$C_H = 1$  – при постоянной нагрузке;

$l$  – принятая стандартная длина ремня, мм;

$N_{oc}$  – базовое число циклов нагружения:

$N_{oc} \geq 4,6 \cdot 10^6$  – для сечения О и А;

$N_{oc} \geq 4,7 \cdot 10^6$  – для сечения Б, В и Г.

Для клиновых ремней рабочий ресурс  $H_0 \geq 5000$  ч – при легком,  $H_0 \geq 2000$  ч – при среднем и  $H_0 \geq 1000$  ч – при тяжелом режиме работы.

### Натяжение ремня

Предварительное натяжение зубчатого ремня необходимо для устранения зазоров в зацеплении в правильного набегания ремня на шкивы.

Начальное натяжение ветви ремня должно быть несколько больше натяжения от центробежных сил:

$$F_0 = (1,1 + 1,3)S_y = (0,11 + 0,13)qbV^2, \quad (4.47)$$

где  $b$  – ширина ремня, см;

$v$  – скорость, м/с;

$q$  – масса 1 м длины ремня шириной 1 см (см. табл. 4.11), К2.

Большие значения в формуле (4.47) для тяжело нагруженных ремней и ремней больших модулей.

Усилие, действующее на вал,  $F_{on}$ , определяют по формулам (4.43)–(4.44).

Допускаемый перекося осей шкивов при монтаже должен быть не более  $\pm 25'$  при  $n_{\delta} \leq 1500$  об/мин и не более  $15'$  при  $n_{\delta} > 1500$  об/мин. Допускаемое отклонение межосевого расстояния  $\pm 0,05$  мм для ремней с  $m = 2 \div 5$  мм и  $\pm 0,15$  мм для ремней с  $m = 7$  и  $10$  мм. При невозможности выдержать эти допуски, а также для натяжения ремня или увеличения  $z_0$ , применяют натяжной или направляющий ролик. При расположении ролика снаружи контура его выполняют гладким с диаметром  $d_0 = 1,3d_1$ ; при расположении внутри контура (что предпочтительнее) – зубчатым диаметром  $d_0 = d_1$ . В обоих случаях ролик следует ставить на ведомой ветви.

## 5. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 5.1. Общие сведения

Цепные передачи могут передавать большие нагрузки при прочих равных условиях, чем ременные, но меньше, чем зубчатые передачи. Они обеспечивают постоянство передаточного числа и могут работать при значительных кратковременных перегрузках. Поскольку цепные передачи работают по принципу зацепления, им не требуется предварительного натяжения, за счет чего уменьшается нагрузка на валы и опоры.

Цепные передачи могут быть открытыми с периодическим смазыванием (зерноуборочные комбайны, сельскохозяйственные машины) и закрытыми с непрерывным смазыванием (дизельные двигатели). Цепи этих передач стандартизированы и изготавливаются специализированными заводами.

В зависимости от характера работы различают приводные, тяговые и грузовые цепные передачи.

*Приводные цепи* бывают втулочными, роликовыми и зубчатыми. Втулочные однорядные ПВ и двухрядные 2ПВ цепи состоят из внутренних пластин, напрессованных на втулки, и наружных пластин, напрессованных на валики. Параметры цепей ПВ приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1

Размеры и параметры однорядных и двухрядных цепей типа ПВ

Обозначение цепи	Шаг, p, мм	Внутренняя ширина цепи, B, мм	Диаметр валика, d, мм	Диаметр втулки, d <sub>1</sub> , мм	Ширина пластины, h, мм	Наружная ширина цепи по валикам, b, мм	Разрушающая нагрузка, Н	Масса 1 м цепи, кг
ПВ-9,525-11000	9,525	7,60	3,59	5	8,80	18,5	11000	0,50
ПВ-9,525-12000		9,52	4,45	6	9,85	21,2	12000	0,65
2ПВ-9,525-18000		5,20	4,45	6	9,85	27,5	18000	1,00

Роликовые цепи бывают легкой ПРЛ и нормальной ПР серий, двухрядные 2ПР и длиннозвенные ПРД. Для них характерно наличие свободного вращающегося ролика на втулке. Ролики заменяют трение скольжения между втулками и зубьями звездочек трением качения, за счет чего износостойкость роликовых цепей по сравнению с втулочными значительно выше. Параметры цепей типа ПР приведены в таблице 5.2.

Зубчатая цепь состоит из набора пластин с двумя зубообразными выступами. Зубчатые цепи работают более плавно, по сравнению с другими более тяжелые, сложные в изготовлении и дорогие.

Ширина зубчатых цепей может быть достаточно большой, поэтому их применяют для передачи больших мощностей. Параметры зубчатых цепей приведены в таблице 5.3.

Приводные цепи при наличии герметичного корпуса смазывают окунанием в масляную ванну или масляным туманом (привод распредвала двигателей внутреннего сгорания). Открытые цепи, работающие при скорости до 8 м/с, смазывают периодически через 120...180 ч. погружением в разогретую консистентную смазку (в зерноуборочных комбайнах и сельскохозяйственной технике). Цепи, работающие при скорости до 4 м/с, периодически смазывают вручную с помощью масленки через 6...8 ч работы.

Материал для изготовления цепей: пластины – стали 40, 45, 50, 30ХН3А с закалкой до твердости HRC 32...44; валики, втулки, ролики – цементируемые стали 10, 15, 20, 12ХН3А, 20ХН3А, 30ХН3А с термообработкой до твердости HRC 40...65.

Размеры и параметры цепей роликовых однорядных ПРЛ и ПР, двухрядных 2ПР и длиннозвенных ПРД

Обозначение цепи	Шаг, p, мм	Внутренняя ширина цепи, B, мм	Диаметр валика, d, мм	Диаметр втулки, d <sub>1</sub> , мм	Ширина пластины, l, мм	Наружная ширина цепи по валикам, b, мм	Разрушающая нагрузка, Н	Масса 1 м цепи, кг
<i>Роликовые цепи легкой серии</i>								
ПРЛ-15,875-22700	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	222700	0,9
ПРЛ-19,05-29500	19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33	29500	1,6
ПРЛ-25,4-50000	25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	50000	2,6
ПРЛ-31,75-70000	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	70000	3,8
ПРЛ-38,1-100000	38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	58	100000	5,5
ПРЛ-44,45-130000	44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	62	130000	7,5
ПРЛ-50,8-160000	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	160000	9,7
<i>Роликовые цепи нормальной серии</i>								
ПР-8-4600	8,0	3,0	2,31	5,0	7,5	12	4600	0,2
ПР-9,525-9100	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	9100	0,45
ПР-12,7-9000-1	12,7	2,4	3,66	7,75	10	8,7	9000	0,3
ПР-12,7-9000-2	12,7	3,3	3,66	7,75	10	12	9000	0,35
ПР-12,7-18200-1	12,7	5,4	4,45	8,51	11,8	19	18200	0,65
ПР-12,7-18200-2	12,7	7,75	4,54	8,51	11,8	21	18200	0,75
ПР-15,875-22700	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	22700	0,8
ПР-15,875-22700	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	22700	1,0
ПР-19,05-31800	19,05	12,7	5,96	11,91	18,2	33	31800	1,9
ПР-25,4-56700	25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	56700	2,6
ПР-31,75-88500	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	88500	3,8
ПР-38,1-127000	38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	58	127000	5,5
ПР-44,45-172400	44,45	25,4	12,7	25,7	42,4	62	172400	7,5
ПР-50,8-226800	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	226800	9,7
ПР-63,5-353800	63,5	38,1	19,84	39,68	60,4	89	353800	16,0
2ПР-12,7-31800	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	35	31800	1,4
2ПР-15,875-45400	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	41	45400	1,9
2ПР-19,05-72000	19,05	12,7	5,88	11,91	18,2	54	72000	3,5
2ПР-25,4-113400	25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	68	113400	5,0
2ПР-31,75-177000	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	82	177000	7,3
2ПР-38,1-254000	38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	104	254000	11,0
2ПР-44,45-344800	44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	110	344800	14,4
2ПР-50,8-453600	50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	130	453600	19,1
<i>Роликовые длиннозвенные цепи</i>								
ПРД-31,75-22700	31,75	9,65	5,08	10,16	14,8	24	22700	0,6
ПРД-38,1-29500	38,1	12,7	5,96	11,91	18,2	31	29500	1,1
ПРД-38-30000	38,0	22,0	7,95	15,88	21,3	42	30000	1,87
ПРД-38-40000	38,0	22,0	7,95	15,88	21,3	47	40000	2,1
ПРД-50,8-50000	50,8	15,88	7,95	15,88	24,2	39	50000	1,9
ПРД-63,5-70000	63,5	19,05	9,55	19,05	30,2	46	70000	2,6
ПРД-76,2-100000	76,2	25,4	11,12	22,23	36,2	57	100000	3,8

Размеры и параметры зубчатых цепей

Шаг цепи, $p$ , мм	Ширина цепи по пластинам, мм	Толщина пластин, мм	Ширина цепи по соединительным призмам, мм	Разрушающая нагрузка, $H$	Масса 1 м цепи, кг
12,7	22,5	1,5	30	24000	1,3
	28,5		36	29000	1,6
	34,5		42	34000	2,0
	40,5		48	40000	2,3
	46,5		54	47000	2,7
15,875	52,5	2	60	53000	3,0
	30		39	39000	2,2
	38		47	48000	2,7
	46		55	57000	3,3
	54		63	67000	3,9
19,05	62	3	71	78000	4,4
	70		79	89000	5,0
	45		56	72000	3,9
	57		68	87000	4,9
	69		80	103000	5,9
25,4	81	3	92	122000	7,0
	93		104	141000	8,0
	57		68	116000	6,5
	69		80	138000	7,9
	81		92	163000	9,3
31,75	93	3	104	189000	10,6
	105		116	216000	12,0
	60		82	171000	10,0
	81		94	202000	11,6
	93		106	235000	13,3
	105		118	268000	15,0
	117		130	303000	16,7

Звездочки изготовляют из сталей 40, 45, 40X, 50Г2, 35ХГСА, 40ХН с закалкой до твердости HRC 40...50 или из цементируемых сталей 15, 20, 15X, 20X, 12ХН2 с термообработкой до твердости HRC 50...60. Для звездочек тихоходных передач, работающих при скорости до 3 м/с, используют серый или модифицированный чугун СЧ15, СЧ18, СЧ20, СЧ30 с твердостью поверхности до HB 260...300.

### 5.2. Расчет цепных передач

В проектируемых цепных передачах (рис. 5.1) следует избегать больших углов ( $>45^\circ$ ) между линией, соединяющей центры звездочек, и горизонтальной линией. Ведущую ветвь располагают, как правило, сверху. В передачах с большими углами наклона следует предусматривать натяжные устройства.

Число зубьев малой звездочки  $z_1$  принимают в зависимости от передаточного числа:

$u$	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	6
$z_1$	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...25

Следует иметь в виду, что большие значения  $z_1$  рекомендуются для быстроходных передач, а при  $V=25$  м/с должно быть  $z_1 >35$ . Для тихоходных передач можно принимать  $z_1 <15$ , но не менее 7.

Число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 \cdot u, \quad (5.1)$$

где  $u$  передаточное число цепной передачи.

Числа зубьев звездочек  $z_1$  и  $z_2$  следует выбирать нечетными, что в сочетании с четным числом звеньев цепи  $l_p$  обеспечит более равномерное изнашивание зубьев звездочек и шарниров цепи.

Для предотвращения соскальзывания цепи при изнашивании число зубьев ведомой звездочки ограничено  $z_2 \leq 120$ .

Фактическое передаточное число  $u_\phi$  и его отклонение от заданного:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100\% \leq 4\% . \quad (5.2)$$

Рассчитывают главный параметр цепи – шаг,  $p$ , мм:

$$p' \geq 2,83 \sqrt{\frac{T_1 \cdot 10^3 \cdot K_\varepsilon}{m z_1 [p_u]}} , \quad (5.3)$$

где  $T_1$  – крутящий момент на ведущей звездочке, Н·м;  $K_\varepsilon$  – коэффициент условий эксплуатации, представляющий собой произведение пяти поправочных коэффициентов (табл. 5.4):

$$K_\varepsilon = K_D \cdot K_C \cdot K_P \cdot K_\theta \cdot K_{\text{рег}} ; \quad (5.4)$$

$z_1$  – число зубьев ведущей звездочки;

$m$  – число рядов цепи,  $m = 1$  – для однорядных роликовых цепей ПР,  $m = 2$  – для двухрядных роликовых цепей 2ПР;

$[p_u]$  – допускаемое давление в шарнирах цепи, Н/мм<sup>2</sup> зависит от частоты вращения ведущей звездочки  $n_1$ , об/мин, ожидаемого шага и выбирается по таблице 5.5.

В качестве ожидаемого шага принимают  $p_{\text{min}} = 12,7 - 15,875$  мм.

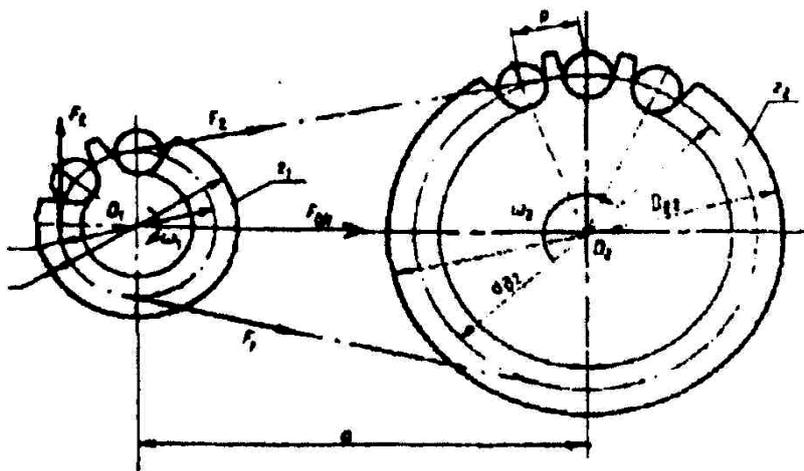


Рис. 5.1. Геометрические и силовые параметры цепной передачи

Полученное по (5.3) значение шага  $p'$  округляют до ближайшего стандартного из таблиц 5.1–5.3.

Определяют далее оптимальное межосевое расстояние  $a'$ , мм. По условию долговечности цепи  $a' \approx (30...50)p$ , где  $p$  – стандартный шаг цепи. Тогда межосевое расстояние в шагах:

$$a_p = a' / p = 30...50 . \quad (5.5)$$

Обычно принимают  $a_p = 40$ .

Таблица 5.4

Значение поправочных коэффициентов  $K$

Условия работы передачи		Коэффициент		
		Обозначение	Значение	
Динамичность нагрузки	Равномерная Переменная или толчкообразная	$K_D$	1 1,2–1,5	
Регулировка межосевого расстояния	Передвигающимися опорами Нажимными звездочками Нерегулируемые передачи	$K_{рез}$	1 0,8 1,25	
Положение передачи	Наклон линии центров звездочек к горизонту, град	$\theta = 0 - 40$	$K_\theta$	1,15 1,05
		$\theta = 40 - 90$		
		$\theta \leq 60$	$K_\theta$	1 1,25
$\theta > 60$				
Способ смазывания	Непрерывный (в масляной ванне или от наноса) Капельный Периодический	$K_C$	0,8 1 1,5	
Режим работы	Односменная Двухсменная Трехсменная	$K_p$	1 1,25 1,5	

Таблица 5.5

Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей  $[p_u]$ , Н/мм<sup>2</sup>

Шаг цепи $p$ , мм	При частоте вращения меньшей звездочки $n_1$ , об/мин							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7–15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05–25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75–38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-
44,45–50,8	35	26	21	17,5	15	-	-	-

Вычисляют число звеньев цепи  $l_p$ :

$$l'_p = 2a_p + 0,5(Z_2 + Z_1) + \frac{[(z_2 - z_1)/2\pi]^2}{a_p} \quad (5.6)$$

Полученное значение  $l'_p$  округляют до целого четного числа  $l_p$ .

Уточняют межосевое расстояние  $a$ , мм:

$$a = 0,25p \left\{ l_p - 0,5z_1(u+1) + \sqrt{[l_p - 0,5z_1(u+1)]^2 - 8 \left( \frac{(z_2 - z_1)^2}{6,28} \right)} \right\} \quad (5.7)$$

Полученное значение  $a$  не округляют до целого числа. Учитывая, что ведомая ветвь цепи должна провисать примерно на  $0,01a$ , при монтаже передачи нужно предусмотреть возможность уменьшения действительного межосевого расстояния  $a$  на  $0,005a$ , следовательно, монтажное расстояние  $a_m = 0,995a$ .

Длина цепи  $l$ , мм:

$$l = l_p \cdot p. \quad (5.8)$$

Значение  $l$  не округляют.

Геометрические размеры звездочек, мм:

- диаметр делительной окружности ведущей звездочки:

$$d_{o1} = p / \sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right); \quad (5.9)$$

- диаметр делительной окружности ведомой звездочки:

$$d_{o2} = p / \sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right); \quad (5.10)$$

- диаметр окружности выступов ведущей звездочки:

$$d_{a1} = p \cdot \left(K + K_{z1} - \frac{0,31}{\lambda}\right); \quad (5.11)$$

- диаметр окружности выступов ведомой звездочки:

$$d_{a2} = p \cdot \left(K + K_{z2} - \frac{0,31}{\lambda}\right), \quad (5.12)$$

где  $K = 0,7$  – коэффициент высоты зуба;

$K_z$  – коэффициент, учитывающий число зубьев:

$K_{z1} = \text{ctg}(180^\circ / z_1)$  – ведущей,  $K_{z2} = \text{ctg}(180^\circ / z_2)$  – ведомой;

$\lambda = p / d_1$  – геометрическая характеристика зацепления ( $d_1$  – диаметра ролика шарнира цепи);

- диаметр окружности впадин:

ведущей звездочки:

$$d_{f1} = d_{o1} - (d_1 - 0,175\sqrt{d_{o1}}); \quad (5.13)$$

ведомой звездочки:

$$d_{f2} = d_{o2} - (d_1 - 0,175\sqrt{d_{o2}}). \quad (5.14)$$

### Проверочный расчет

Должно выполняться условие:

$$n_1 \leq [n],$$

где  $n_1$  – частота вращения ведущей звездочки, об/мин (обычно задана);

$[n] = 15 \cdot 10^3 / p$  – допустимая частота вращения. Здесь и далее  $p$  в мм.

Число ударов цепи о зубья звездочек  $U, c^{-1}$ :

$$U \leq [U],$$

где  $U = 4 \cdot z_1 \cdot n_1 / (60 \cdot l_p)$  – расчетное число ударов цепи;

$[U] = 508 / p$  – допустимое число ударов цепи.

Фактическая скорость цепи  $V$ , м/с:

$$V = z_1 \cdot p \cdot n_1 / (60 \cdot 10^3). \quad (5.15)$$

Окружная сила на звездочке,  $H$ :

$$F_t = \frac{2T}{d_o}, \quad (5.16)$$

где  $T$  – вращающий момент,  $H \cdot мм$ ;  $d_o$  – диаметр делительной окружности,  $мм$ .

Проверяют давление в шарнирах цепи  $p_u$ ,  $H/мм^2$ :

$$p_u = F_t \cdot K_s / A \leq [p_u], \quad (5.17)$$

где  $K_s$  – коэффициент эксплуатации (5.4);  $A$  – площадь проекции опорной поверхности шарнира,  $мм^2$ .

$$A = d \cdot B, \quad (5.18)$$

где  $d$  и  $B$  – соответственно диаметр валика и ширина внутреннего звена цепи,  $мм$  (табл. 5.2).

Допускаемое давление  $[p_u]$  в шарнирах принимают по табл. 5.5 в зависимости от шага цепи и частоты вращения ведущей звездочки.

Цепь считается подобранной верно, если  $p_u \leq [p_u]$ . Перегрузка цепи не допускается.

В этом случае следует цепь выбрать с большим шагом или уменьшить число зубьев ведущей звездочки  $z_1$  и повторить расчет передач. Долговечность цепи по износу 3000...5000 ч.

Желательно проверить запас прочности цепи:

$$S \geq [S], \quad (5.19)$$

где  $[S]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности (для роликовых цепей по таблице 5.6).

Таблица 5.6

**Допускаемый коэффициент запаса прочности  $[S]$   
для роликовых (втулочных) цепей при  $z_1 = 15 - 30$**

Шаг, $p$ , мм	Частота вращения меньшей звездочки $n_1$ , об/мин								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,6	8	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11	11,8	13,4	-
38,1	7,5	8	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	-	-
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	-	-	-
50,8	7,7	8,3	9,5	10,8	12	-	-	-	-

$S$  – расчетный коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_d + F_0 + F_v}, \quad (5.20)$$

где  $F_p$  – разрушающая нагрузка цепи,  $H$  (табл. 5.3);

$F_t$  – окружная сила передаваемая цепью,  $H$  (5.16);

$K_D$  – коэффициент динамической нагрузки (табл. 5.4);

$F_0$  – предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви (от ее силы тяжести),  $H$ :

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot a \cdot g, \quad (5.21)$$

где  $K_f$  – коэффициент провисания:  $K_f = 6$  – для горизонтальных передач;  $K_f = 3$  – для передач, наклоненных к горизонту до  $40^\circ$ ;  $K_f = 1$  – для вертикальных передач;

$q$  – масса 1 м цепи, кг (табл.5.3);

$g$  –  $9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;

$a$  – межосевое расстояние, м;

$F_V$  – натяжение цепи от центробежных сил,  $H$ ;

$$F_V = q \cdot V^2, \quad (5.22)$$

где  $V$  – фактическая скорость цепи, м/с.

При невыполнении условия прочности цепи следует увеличить шаг цепи или количество рядов цепи (2ПР) и повторить весь расчет до соблюдения условия:

$P_u \leq [P_u]$  – по износостойкости;

$S \geq [S]$  – по прочности.

Рассчитать силу давления цепи на вал  $F_{0n}$ ,  $H$ :

$$F_{0n} = K_D \cdot F_t + 2F_0, \quad (5.23)$$

где  $K_D$  – коэффициент нагрузки вала (табл. 5.4); при ударной нагрузке  $K_D$  увеличивают на 10–15%.

## 6. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

После выполнения расчетов по определению межосевых расстояний, размеров колес и червяков приступают к разработке конструкции редуктора. Первым этапом конструирования является разработка эскизного проекта. Эта работа включает определение расстояний между деталями, выявление ориентировочных диаметров ступеней валов, выбор типов подшипников и схем их установки, составление компоновочных чертежей редукторов и приводов.

### 6.1. Расстояние между деталями

На рисунках 6.1–6.2 представлены схемы размещения деталей в корпусе редуктора, на которых показаны:  $a$  – зазор между деталями и стенками корпуса;  $b_0$  – расстояние между дном корпуса и поверхностью колес или червяка;  $c$  – расстояние между торцевыми поверхностями колес двухступенчатых редукторов;  $l_s$  – расстояние между зубчатыми колесами в двухступенчатых соосных редукторах.

Эти величины определяются по формулам:  $a \approx \sqrt[3]{L+3}$ ,

где  $L$  – расстояние между внешними поверхностями деталей передач, мм;

$b_0 \geq 3a$ ;  $l_s = 3a + B_1 + B_2$ . Здесь  $B_1$  и  $B_2$  – ширина подшипников быстроходного и тихоходного валов;  $c = (0,3 \dots 0,5)a$ .

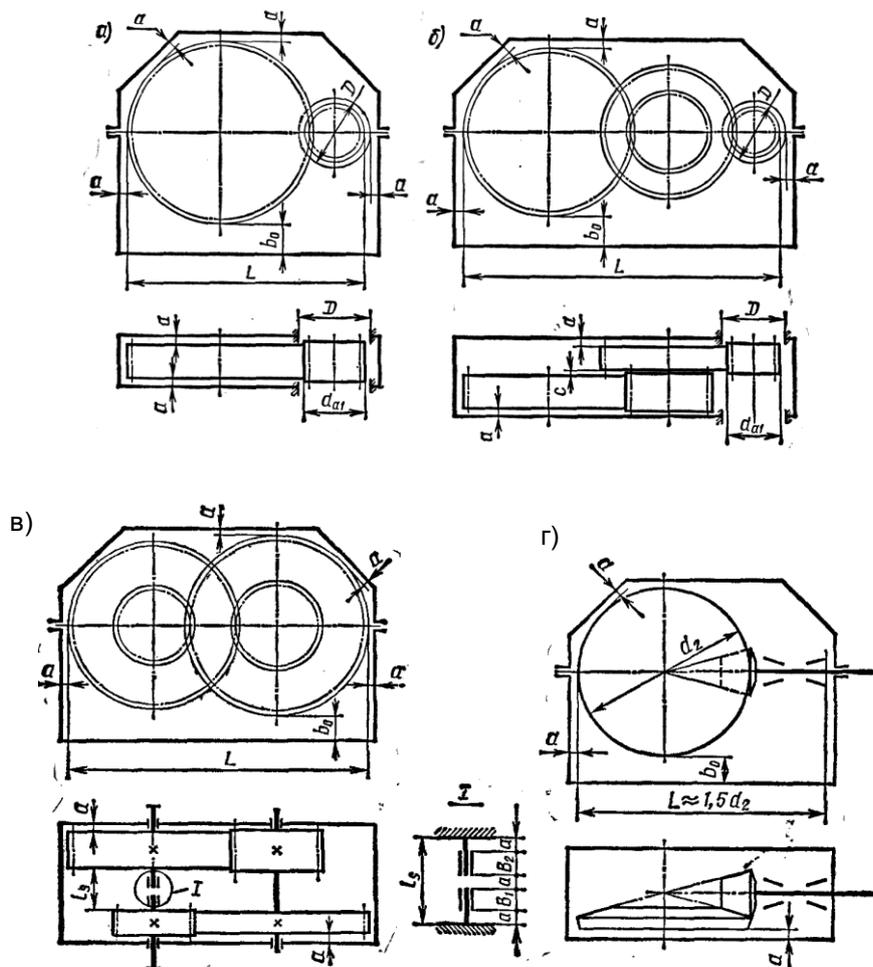


Рис. 6.1. Компоновочные схемы редукторов: а) – цилиндрический; б) – цилиндрический двухступенчатый; в) – цилиндрический соосный; г) – конический

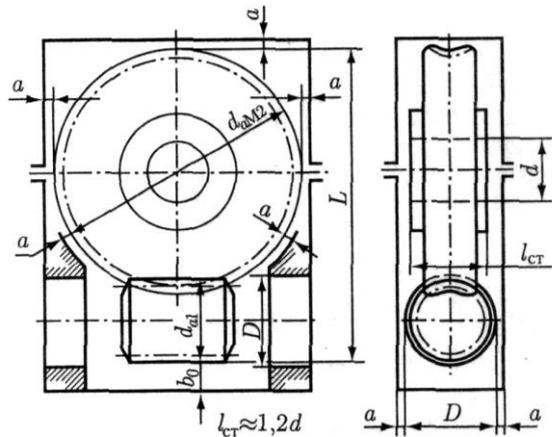


Рис. 6.2. Компонировочная схема червячного редуктора

## 6.2. Диаметры валов

Диаметры валов различных типов редукторов определяют по формулам: для быстроходного (входного) вала (рис. 6.3,а):

$$d \geq (7...8)\sqrt[3]{T_B}, \quad d_{\Pi} \geq d + 2t_{\text{цил}}(t_{\text{кон}}),$$

$$d_{\text{БП}} \geq d_{\Pi} + 3r;$$

для промежуточного вала (рис. 6.3,б):

$$d_k = (6...7)\sqrt[3]{T_{\text{ПР}}}, \quad d_{\text{БК}} \geq d_k + 3f, \quad d_{\text{БП}} \geq d_n + 3r,$$

$$d = d_k - 3r;$$

для тихоходного (выходного) вала (рис. 6.3,в):

$$d \geq (5...6)\sqrt[3]{T_T}, \quad d_{\Pi} \geq d + 2t_{\text{цил}}(t_{\text{кон}}),$$

$$d_{\text{БП}} \geq d_n + 3r, \quad d_k \geq d_{\text{БП}}.$$

В приведенных формулах  $T_B$ ,  $T_{\text{ПР}}$ ,  $T_T$  – номинальные моменты на валах,  $H \cdot м$ . Большие значения  $d$  и  $d_k$  принимают для валов на роликоподшипниках, для валов шевронных передач и промежуточных валов соосных передач при твердости колеса 55HRC. Вычисленные значения диаметров округляют в ближайшую сторону до стандартных размеров.

Высоту  $t_{\text{цил}}(t_{\text{кон}})$  заплечика, координату  $r$  фаски подшипника и размер  $f$  фаски колеса принимают в зависимости от диаметра  $d$  (мм):

d...	17–22	24–30	32–38	40–44	45–50	52–58	60–65	67–75	80–85	90–95
$t_{\text{цил}}...$	3	3,5	3,5	3,5	4	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
$t_{\text{кон}}...$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9
$r...$	1,5	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	3,5	4
$f...$	1	1	1,2	1,2	1,6	2	2	2,5	2,5	3

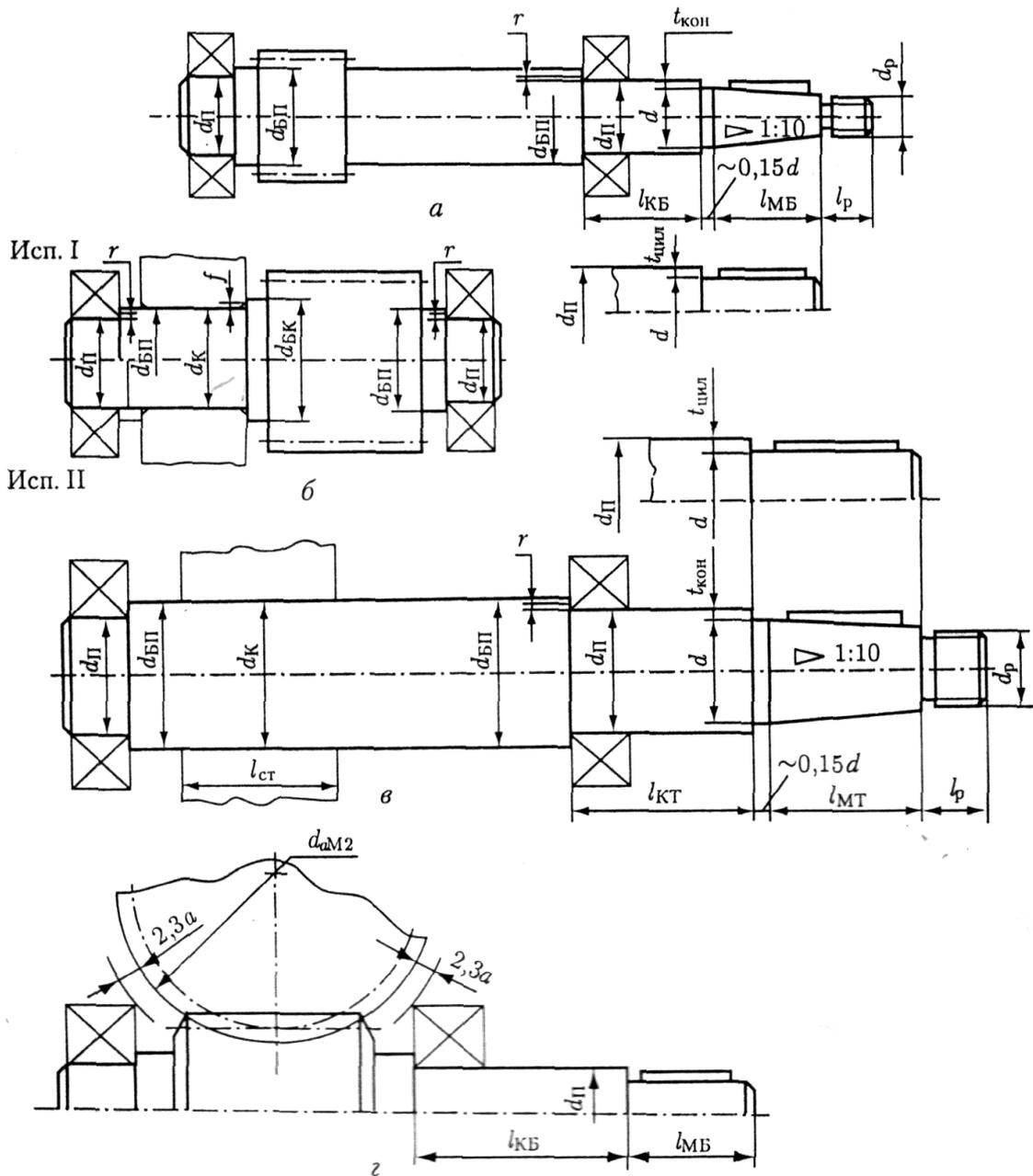


Рис. 6.3. Основные размеры валов: а – быстроходный; б – промежуточный; в – тихоходный; г – червячный

Расстояние между подшипниками выявляют по рисункам 6.1–6.2.

Размеры длин отдельных шеек валов ориентировочно можно принять:

$$l_{МБ} \approx 1,2d ; l_{КБ} \approx 1,25d_n ;$$

$$l_{МТ} \approx 1,2d ; l_{КТ} \approx 1,25d_n .$$

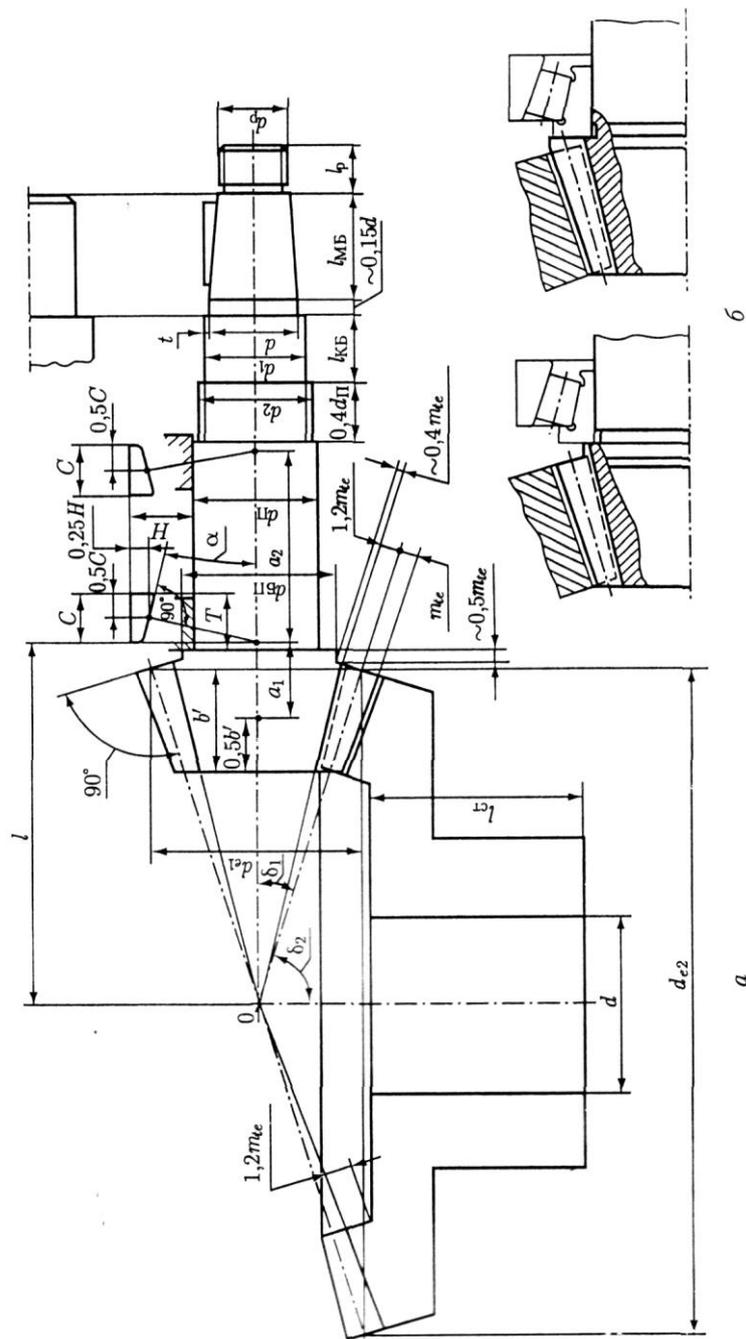


Рис. 6.4. Основные размеры вала конической шестерни

На рисунке 6.4 изображены основные размеры вала конической шестерни. Диаметры (мм) отдельных участков вала шестерни определяют по соотношениям (рис. 6.4,а).

$$d \geq 8\sqrt[3]{T_B}; d_1 = d + 2t, d_{II} \geq d_2; d_{BII} = d_{II} + 3r,$$

где  $T_B$  – вращающий момент на валу – шестерне,  $H \cdot м$ ;  $d_{II}$  и  $r$  – внутренний диаметр и координата фаски подшипника. Конструкцию вала в месте расположения шестерни и расстояние между подшипниками определяют прочерчиванием.

Из условия обеспечения необходимой жесткости в узле следует выдерживать соотношение  $d_{л} \geq 1,3a_1$  и в качестве расстояния между подшипниками принимать большее из двух значений  $a_2 \approx 2,5a_1$  или  $a_2 \approx 0,6l$ .

### 6.3. Выбор типа подшипников

Выбор типа подшипника зависит от редуктора. Для опоры валов редукторов с цилиндрическими прямозубыми колесами чаще всего используют шариковые радиальные подшипники (рис. 6.5,а) легкой серии. Если при последующих расчетах грузоподъемность подшипника окажется недостаточной, применяют подшипники последующих серий большей грузоподъемности.

В цилиндрических редукторах с косозубыми колесами применяют шариковые радиально-упорные подшипники (рис. 6.5,е), а при больших размерах конические роликовые (рис. 6.5,д).

Конические и червячные колеса должны быть точно зафиксированы. Поэтому в силовых передачах для опор валов конических и червячных колес применяют конические роликовые подшипники. Здесь также первоначально выбирают подшипники легкой серии.

В опорах червяка в силовых червячных передачах из-за больших силовых нагрузок применяют шариковые радиально-упорные и роликовые конические подшипники.

Для опор плавающих валов шевронных передач применяют радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (рис. 6.5,в)

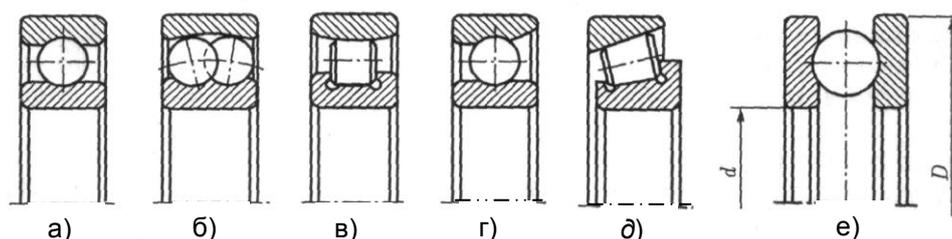


Рис. 6.5. Изображение подшипников: а) – шариковый радиальный; б) – шариковый двухрядный сферический; в) – роликовый радиальный; г) – шариковый радиально-упорный; д) – роликовый радиально-упорный; е) – шариковый упорный

### 6.4. Схемы установки подшипников

Как правило, в конструкции подшипниковых узлов должны быть предусмотрены способы фиксации положения вала от осевых смещений. Для этой цели использованы два типа опор: фиксирующие и плавающие. В фиксирующих опорах ограничивается осевое перемещение вала в одном или в обоих направлениях. В плавающих опорах осевое перемещение вала в любом направлении не ограничено. Фиксирующая опора воспринимает радиальную и осевые силы, а плавающая опора – только радиальную.

На рисунке 6.6 показаны способы осевого фиксирования валов.

В схемах 1а и 1б вал зафиксирован в одной (левой на рис. 6.6) опоре: в схеме 1а – одним радиальным подшипником (например, шариковым); в схеме 1б – двумя шариковыми радиальными или радиально-упорными. В плавающей опоре применяют радиальные подшипники.

Схемы 1а и 1б применяют при любом расстоянии  $l$  между опорами.

Осевую фиксацию по схеме 1а широко применяют в редукторах и коробках передач для валов цилиндрических зубчатых передач.

Осевую фиксацию по схеме 1б принимают в цилиндрических, конических и червячных передачах.

Если выходной конец вала соединяют муфтой с валом другого узла, в качестве фиксирующей принимают опору вблизи выходного вала.

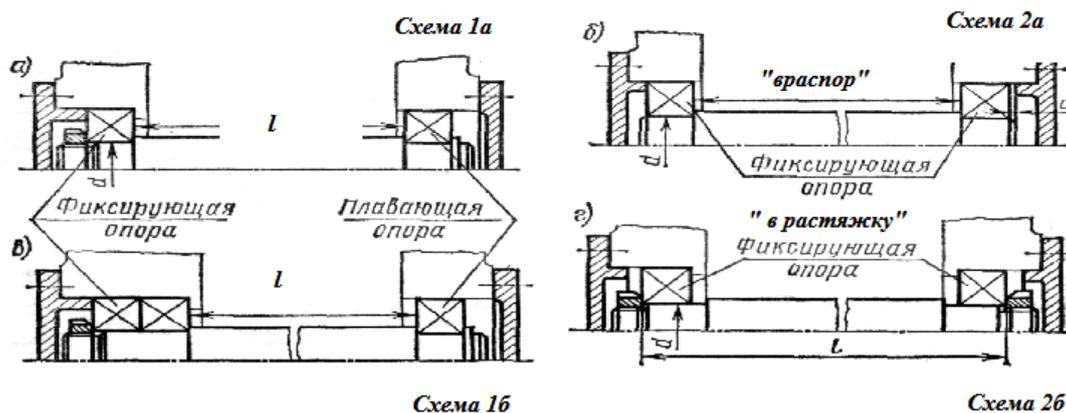


Рис. 6.6. Способы фиксации валов

В схемах 2а и 2б вал зафиксирован в двух опорах, причем в каждой из них в одном направлении. Эти схемы применяют с определенными ограничениями по расстоянию между опорами. И связано это с изменением зазоров в подшипниках вследствие нагрева деталей при работе. При нагреве самих подшипников зазоры в них уменьшаются; при нагреве вала его длина увеличивается.

Из-за увеличения длины вала осевые зазоры в подшипниках схемы 2а, называемой схемой «враспор», также уменьшаются. Чтобы не происходило защемление вала в опорах, предусматривают при сборке осевой зазор «а». Значение зазора должно быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации подшипников и вала. Из опыта эксплуатации известно, что в узлах с радиальными шарикоподшипниками  $a=0,2...0,5$  мм.

Схема установки подшипников «враспор» конструктивно наиболее проста. Ее широко применяют при относительно коротких валах. При установке в опорах радиальных шариковых подшипников отношение  $l/d \approx 8...10$ .

В опорах схемы 2а могут быть применены и радиально-упорные подшипники. Так как эти подшипники более чувствительны к изменению осевых зазоров, то соотношение между величинами  $l$  и  $d$  для них являются более жесткими и не должно превышать  $l/d=6...8$ . Меньшие значения относят к роликовым, большие – к шариковым радиально-упорным подшипникам.

При установке вала по схеме 2б – «в растяжку» – вероятность защемления подшипников вследствие температурных деформаций вала меньше, так как при увеличении длины вала осевой зазор в подшипниках увеличивается. Расстояние между подшипниками может быть несколько больше, чем в схеме «враспор»; для подшипников шариковых радиальных –  $l/d=10...12$ ; шариковых радиально-упорных –  $l/d \leq 10$ , конических роликовых –  $l/d \leq 8$ .

Более длинные валы устанавливать по схеме 2б не рекомендуется, так как в следствии температурных деформаций вала могут появиться большие осевые зазоры, недопустимые для радиально-упорных подшипников.

### Примеры эскизных проектов

После выполнения работ, описанных в разделах 6.1–6.4, оформляют эскизный чертеж редуктора. Эскизный проект выполняют в масштабе 1:1 на миллиметровой бумаге. На рисунке 6.7 приведены эскизные компоновки одноступенчатых и червячных редукторов.

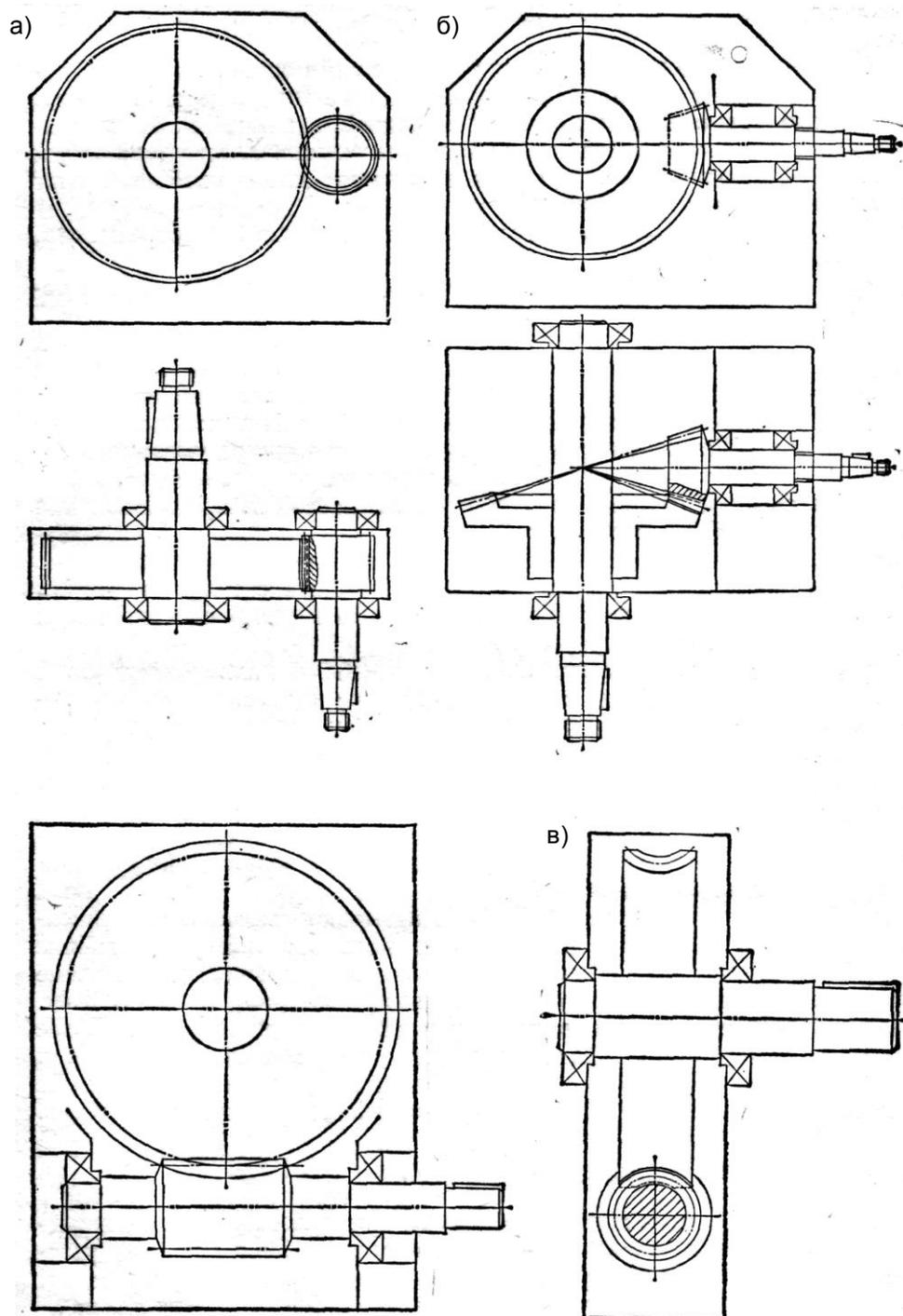


Рис. 6.7. Эскизные компоновки редукторов: а) – цилиндрический; б) – конический; в) – червячный

## 7. ПОДШИПНИКИ

### 7.1. Общие сведения

Различают подшипники скольжения и подшипники качения. По воспринимаемой нагрузке подшипники делят на радиальные, радиально-упорные и упорные.

С развитием промышленности по выпуску подшипников качения различных типоразмеров и назначения сократилось применение подшипников скольжения. Однако в ряде конструкций их применяют до сих пор: разъемные подшипники коленчатых валов автотракторных двигателей, зерноуборочных комбайнов и сельскохозяйственных машин; высокоскоростные подшипники молочных сепараторов; шаровые подшипники с малым углом поворота в рулевых тягах, шаровых шарнирах подвески колес легковых автомобилей и т.п.

Вкладыши подшипников скольжения изготавливают из баббитов на оловянной и свинцовой основах, из оловянных, свинцовых, кремниевых и алюминиевых бронз. Применяют чугунные или бронзовые вкладыши с баббитовой заливкой, а также вкладыши из древеснослоистых пластиков (ДСП), текстолита, текстолокнита, полиамидов (капрон, нейлон), фторопластов.

Для некоторых подшипников скольжения корпуса, втулки и вкладыши нормализованы (ГОСТ 11521-82, 11525-82 и 11607...11610-82).

У подшипников качения шарики, ролики и кольца изготавливают из сталей ШХ15, ШХ15СГ, ШХ20СГ, 18ХГТ, 20Х2Н4А. Сепараторы выполняют из мягкой углеродистой стали, латуни, бронзы, алюминиевых сплавов.

### 7.2. Подшипники скольжения

Подшипники скольжения работают в режимах полусухого, полужидкого и жидкостного трения. От условий режима работы зависит и методика их расчета.

#### *Расчет радиальных подшипников полусухого и полужидкостного трения*

Тихоходные подшипники и подшипники, работающие кратковременно с перерывами, рассчитывают по условному среднему давлению между цапфой (шейкой) и вкладышем подшипника:

$$p = \frac{F_r}{dl} \leq [p] , \quad (7.1)$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка на подшипник, Н;  $d$  – диаметр цапфы, мм;  $l$  – длина цапфы, мм;  $[p]$  – допустимое давление, МПа.

Подшипники средней быстроходности рассчитывают по двум параметрам: условному давлению (7.1) и произведению этого давления на окружную скорость  $V$  скольжения цапфы, то есть  $pV$ .

Произведение  $pV$  представляет собой удельную мощность сил трения и оказывает основное влияние на износ и нагрев. Размерность величины  $pV$ : МПа·мм/с.

Из выражений

$$V = \omega d / 2 = \pi dn / 60 , \quad (7.2)$$

$$p = \frac{F_r}{dl} \quad (7.3)$$

получим

$$pV = \frac{F_r \omega}{2l} = \frac{\pi n F_r}{60l} , \quad (7.4)$$

где  $\omega$  – угловая скорость цапфы,  $c^{-1}$ ;  $n$  – частота вращения,  $мин^{-1}$ ;  $pV$  – удельная мощность трения, МПа·мм/с.

Допускаемые  $[p]$  и  $[pv]$  значения зависят от предельной скорости  $V$  и материала вкладыша. Их выбирают по таблице 7.1.

Таблица 7.1

**Допускаемые значения  $[p]$  и  $[pV]$  в зависимости от предельной скорости**

Материал вкладыша	$V$ , мм/с, не более	$[p]$ , МПа	$[pV]$ , МПа·мм/с
Чугун серый СЧ36	500	4	-
	1000	2	-
Чугун антифрикционный:			
АЧК-1	5000	0,5	2500
АЧК-2	1000	12	12000
Бронза:			
БрОФ10-1	10000	15	15000
БрАЖ9-4	4000	15	12000
Латунь ЛКС80-3-3	2000	12	10000
Баббит:			
Б16	12000	15	10000
Б6	6000	5	5000
Металлокерамики:			
бронзографит	2000	4	-
Железографит	2000	5,5	-
Капрон Ак = 7	4000	14	15000
Пластифицированная древесина	1000	10	-
Резина (смазывание водой)	-	2..6	-

Диаметр цапфы принимают по результатам расчета вала на прочность, а длина цапфы зависит от ее диаметра.

$$l = \varphi d . \quad (7.5)$$

В большинстве случаев  $\varphi = 0,5...1,2$ , в самоустанавливающихся подшипниках  $\varphi \geq 2$ , в коротких подшипниках  $\varphi = 0,3...0,5$ .

**Расчет радиальных подшипников жидкостного трения**

Расчет основан на гидродинамической теории смазки, основоположником которой является Н.П. Петров (1883).

Теоретические решения довольно сложны и базируются на решениях дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой жидкости с учетом давления, скорости и сопротивления вязкому сдвигу.

Работа подшипника скольжения в условиях полужидкостного и жидкостного трения может быть проиллюстрирована схемой на рис. 7.1.

При отсутствии вращения ( $\omega = 0$ ) цапфа под действием радиальной силы прижимается к нижней части вкладыша (см. рис. 7.1,а). Вращение вала ( $\omega > 0$ ) вызывает всплытие цапфы в масле (см. рис. 7.1,б) и смещение в сторону вращения. С увеличением угловой скорости толщина разделяющего масляного слоя  $h_{\min}$  увеличивается, а центр цапфы сближается с центром вкладыша. Но полного совпадения быть не может, так как в этом случае не будет клинового зазора как основного условия режима жидкостного трения.

Следует иметь в виду, что толщина масляного слоя уменьшается с увеличением угловой скорости и вязкости масла.

На основании гидродинамической теории смазки для режима жидкостного трения радиальная нагрузка на подшипник определяется:

$$F = \frac{\mu \omega l d \Phi}{\psi^2}, \quad (7.6)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость, МПа·с;  $\omega$  – угловая скорость, рад/с;  $l$  – длина цапфы, мм;  $d$  – диаметр цапфы, мм;  $\Phi$  – коэффициент нагруженности;  $\psi$  – относительный зазор.

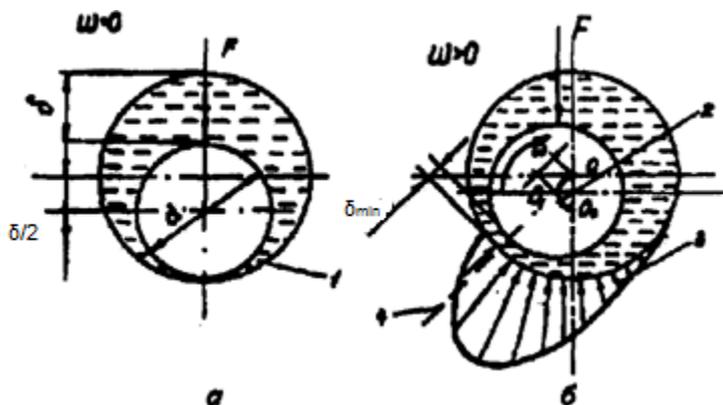


Рис. 7.1. Схема работы подшипника скольжения: 1 – клиновидный зазор; 2 – путь центра цапфы при увеличении скорости вращения вала; 3 – эпюра давления в масляном слое; 4 – линия центров

Из формулы (7.6) можно определить коэффициент нагруженности:

$$\Phi = \frac{F \psi^2}{\mu \omega l d} = \frac{p \psi^2}{\mu \omega}. \quad (7.7)$$

Отношение  $l/d$  необходимо задавать, сопоставляя с таблицей 7.1 и учитывая, что  $p = F/(ld)$ . Обычно  $l/d = 0,5 \dots 1$ . Короткие подшипники ( $l/d < 0,4$ ) обладают малой грузоподъемностью. Длинные подшипники ( $l/d > 1$ ) требуют повышенной точности изготовления и жесткости валов.

Относительный зазор  $\psi = s/d$  (здесь  $s = D - d$  – диаметральный зазор;  $D$  – диаметр вкладыша;  $d$  – диаметр цапфы). Относительный зазор может быть определен по эмпирической формуле

$$\psi = \frac{V^{0,25}}{7040}, \quad (7.8)$$

где  $V$  – окружная скорость цапфы, мм/с.

Динамическую вязкость выбирают в зависимости от сорта масла и рабочей температуры по графику (рис. 7.2).

Определив коэффициент нагруженности  $\Phi$ , по графику на рисунке 7.3 находят относительный эксцентриситет:

$$x = \frac{e}{0,5s},$$

где  $e$  – эксцентриситет цапфы при данной нагрузке.

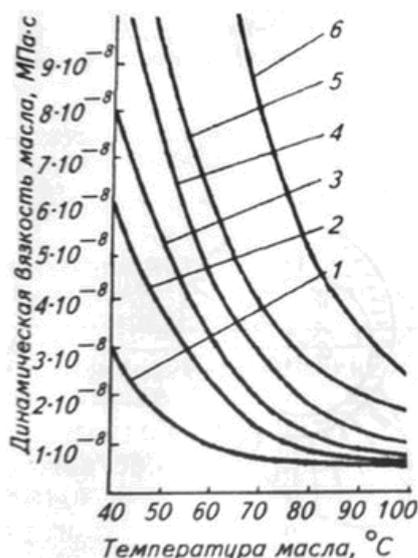


Рис. 7.2. График для выбора динамической вязкости масла: 1 – индустриальное 20; 2 – индустриальное 45; 3 – машинное; 4 – Автол 10; 5 – дизельное Т

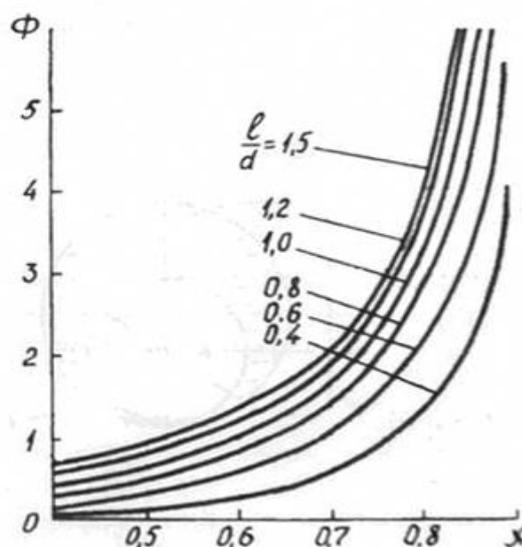


Рис. 7.3. График для определения относительного эксцентриситета  $x$  в зависимости от  $l/d$

Толщина масляного слоя в подшипнике при режиме жидкостного трения:

$$h_{min} = 0,5\psi d(1-x). \quad (7.9)$$

Нарушение режима жидкостного трения будет при

$$h_{кр} = Rz_{ц} + Rz_{в}, \quad (7.10)$$

где  $Rz_{ц}$  и  $Rz_{в}$  – шероховатости поверхностей соответственно цапфы и вкладыша, мм.

На практике поверхность цапфы рекомендуется обрабатывать до шероховатости не ниже 3,2 мкм, а вкладыша – не ниже 6,3 мкм (соответственно 0,0032 и 0,0063 мм).

Запас надежности работы подшипника по толщине масляного слоя:

$$k = \frac{h_{min}}{h_{кр}} \geq [k] = 2. \quad (7.11)$$

Методику и порядок расчета подшипников жидкостного трения рассмотрим на примерах 1–3.

**Пример 1.** Рассчитать подшипники скольжения для выходного вала ручной тали, работающего в условиях полусухого трения. Грузоподъемность 1 т, расстояние от грузоподъемной звездочки до подшипника  $a = 50$  мм, расстояние между подшипниками  $b = 200$  мм, диаметр выходного вала  $d = 35$  мм.

Сила тяжести от груза  $F_r = mg = 1000 \cdot 9,8 = 9800H$ . Нагрузка на наиболее нагруженный подшипник  $F_n = F_r(a+b)/b = 9800(50+200)/200 = 12250H$ . По формуле (7.5) с учетом

$\varphi = 0,8$  находим  $l = 0,8 \cdot 35 = 28$  мм. По формуле (7.1)  $p = \frac{12250}{35 \cdot 28} = 12,5$  МПа. По таблице (7.1)

для чугуна АЧВ-2  $[p] = 12$  МПа, для бронзы БрОФ10-1  $[p] = 15$  МПа. Поскольку для ручной тали  $V < 1$  м/с, то можно принять выбранный чугун, увеличив  $l$  до 30 мм.

**Пример 2.** Рассчитать подшипник скольжения промежуточного вала молочного сепаратора с ручным приводом, работающего в условиях полужидкостного трения. Нагрузка на подшипник  $F_r = 50 \text{ Н}$ , частота вращения  $n = 500 \text{ мин}^{-1}$ , диаметр вала  $d = 12 \text{ мм}$ .

По формуле (7.5) при  $\varphi = 0,3$  получаем  $l = 0,3 \cdot 12 = 3,6 \text{ мм} \approx 4 \text{ мм}$ .

По формуле (7.3) находим  $p = \frac{50}{12 \cdot 4} = 1,04 \text{ МПа}$ .

Угловая скорость  $\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 500 / 30 = 52,3 \text{ рад/с}$ .

По формуле (7.4)  $pV = 50 \cdot 52,3 / (2 \cdot 4) = 327 \text{ МПа} \cdot \text{мм/с}$ .

По формуле (7.2)  $V = 52,3 \cdot 12 / 2 = 314 \text{ мм/с}$ .

По таблице (7.1) принимаем бронзу АЖ9-4, у которой допустимые значения  $V = 4000 \text{ мм/с}$ ,  $[p] = 15 \text{ МПа}$ ,  $[pV] = 12000 \text{ МПа} \cdot \text{мм/с}$ .

**Пример 3.** Рассчитать коренной подшипник скольжения коленчатого вала автотракторного двигателя при условии жидкостного трения. Нагрузка на подшипник  $F = 8000 \text{ Н}$ , частота вращения  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$  ( $\omega = 209 \text{ рад/с}$ ), диаметр шейки  $d = 70 \text{ мм}$ . Масло – Автол 10. Температура  $80^\circ\text{C}$ .

По формуле (7.5) при  $\varphi = 1,2$  находим  $l = 1,2 \cdot 70 = 84 \approx 85 \text{ мм}$ . По формуле (7.2) вычисляем скорость  $V = 209 \cdot 70 / 2 = 7315 \text{ мм/с}$ .

По формуле (7.1)

$$p = \frac{8000}{70 \cdot 85} = 1,34 \text{ МПа}.$$

По формуле (7.4)

$$pV = \frac{8000 \cdot 209}{2 \cdot 85} = 9835 \text{ МПа} \cdot \text{мм/с}.$$

По таблице 7.1 выбираем баббит Б16 с параметрами:

$V = 12000 \text{ мм/с}$ ,  $[p] = 15 \text{ МПа}$ ,  $[pV] = 10000 \text{ МПа} \cdot \text{мм/с}$ . По графику на рисунке 7.2 для  $t = 80^\circ\text{C}$  и Автола 10  $\mu = 1,8 \cdot 10^{-8} \text{ МПа} \cdot \text{с}$ .

По формуле (7.8)  $\psi = 7315^{0,25} / 7040 = 0,0013$ . По формуле (7.7)

$$\Phi = \frac{1,34 \cdot 0,0013^2}{1,8 \cdot 10^{-8} \cdot 209} = 0,6.$$

По графику на рисунке 7.3  $\chi = 0,2$ . По формуле (7.9)  $h_{\min} = 0,5 \cdot 0,0013 \cdot 70(1 - 0,2) = 0,036 \text{ мм}$ .

По формуле (7.10)  $h_{кр} = 0,0032 + 0,0063 = 0,0095 \text{ мм}$ . По формуле (7.11)  $k = 0,036 / 0,0095 = 3,8$ , что больше 2.

### 7.3. Подшипники качения

#### 7.3.1. Классификация подшипников

Подшипники качения классифицируют по следующим признакам:

*по направлению действия воспринимаемой нагрузки* – радиальные (воспринимают преимущественно радиальную нагрузку), упорные (воспринимают преимущественно осевую нагрузку) и радиально-упорные (воспринимают комбинированную нагрузку, причем преобладающей может быть как радиальная, так и осевая нагрузка); упорно-радиальные (воспринимают в основном осевую нагрузку);

*по форме тел качения* – шариковые и роликовые. Ролики могут быть короткие цилиндрические и длинные цилиндрические, витые, игольчатые, конические и сферические;

*по числу рядов тел качения* – одно-, двух-, четырех- и многорядные;

*по основным конструктивным признакам* – самоустанавливающиеся, несамоустанавливающиеся, с цилиндрическим отверстием внутреннего кольца, одинарные, двойные, сдвоенные, строенные, счетверенные и т.д.

#### 7.3.2. Условные обозначения

Основное условное обозначение, дополнительные знаки и знак завода изготовителя указывают на торцах колец подшипника (рис. 7.4). Основное условное обозначение подшипника чаще всего состоит из трех цифр (при максимальном числе цифр до семи) и характеризует его внутренний диаметр, серию, тип и конструктивную разновидность. Для подшипников с внутренним диаметром 20...495 мм (за исключением радиально-упорных шариковых со съемным наружным кольцом) две первые цифры справа, умноженные на пять, дают внутренний диаметр в миллиметрах.

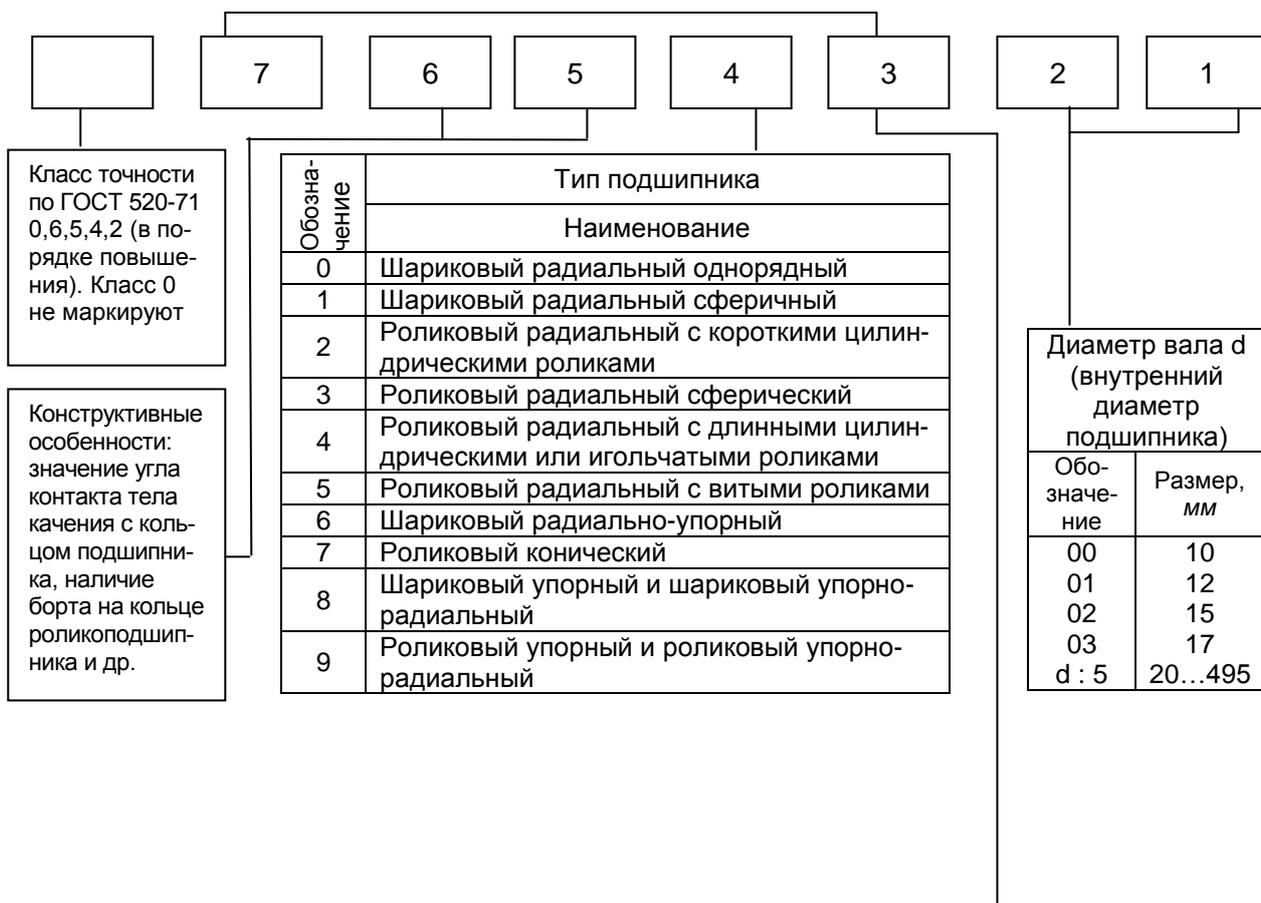
Справа от основного обозначения могут быть буквенные знаки. Например, буква Е для сепаратора из пластмассы, буква Р для деталей подшипников из термостойких сталей, буква Ю для деталей из нержавеющей стали. Конструктивные особенности обозначают буквой К с цифрами. Буквы Т, Т1...Т6 указывают на специальную термообработку (температура 200, 225, 250, 300, 350, 400, 450°С).

#### 7.3.3. Характеристика подшипников

Отечественная промышленность выпускает подшипники качения свыше 1000 типоразмеров с наружными диаметрами от 1 до 3000 мм.

По радиальным габаритным размерам подшипники бывают сверхлегкими (две серии), особо легкими (две серии), легкими, средними и тяжелыми (семь серий), а по ширине – узкими, нормальными, широкими и особо широкими.

В таблицах 7.2–7.7 приведены данные некоторых видов подшипников, которые могут быть использованы студентами при выполнении курсового проекта по деталям машин, а также по другим дисциплинам. В таблицах использованы следующие условные обозначения:  $d$  – внутренний диаметр;  $D$  – наружный диаметр;  $B$  – ширина (для радиально-упорных подшипников:  $B$  – ширина внутренней обоймы;  $T$  – ширина подшипника);  $H$  – высота упорного подшипника;  $\alpha$  – угол контакта, равный углу между линией действия результирующей нагрузки на тело качения и плоскостью, перпендикулярной оси подшипника (для конических подшипников – угол наклона образующей конуса наружной обоймы к оси подшипника);  $n$  – наибольшая частота вращения при жидком смазочном материале (при консистентной смазке  $n$  уменьшают на 20%);  $C_0$  – статическая грузоподъемность;  $C$  – динамическая грузоподъемность;  $m$  – масса подшипника.



Серия подшипника				
Обозначение			Характеристика	
3-я цифра	7-я цифра	Пример	по наружному диаметру (3-я цифра справа)	по ширине (7-я цифра справа)
1	7	7000100	Особо легкая	Узкая
1	0	100	То же	Нормальная
1	2	2002100	"	Широкая
1	3	3003100	"	Особо широкая
1	4	4024100	"	То же
1	5	5004100	"	>>
1	6	6002100	"	>>
2	8	2000200	Легкая	Особо широкая
2	0	200	"	Узкая
2	1	1000200	"	Нормальная
5	0	2500	"	Широкая
2	3	3003200	"	Особо широкая
2	4	4004200	"	То же
3	8	800300	Средняя	Особо узкая
3	0	300	"	Узкая
3	1	1002300	"	Нормальная
6	0	3600	"	Широкая
3	3	3056300	"	Особо широкая
4	0	400	Тяжелая	Узкая
4	2	32410	"	Широкая

Рис. 7.4. Условные обозначения подшипников качения

Размеры и параметры шариковых радиальных однорядных подшипников  
(ГОСТ 8338-75) (рис. 6.5,а)

Обозначение подшипника	<i>d</i> , мм	<i>D</i> , мм	<i>B</i> , мм	<i>C</i> , н	<i>C</i> <sub>0</sub> , н	<i>n</i> , мин <sup>-1</sup>	<i>m</i> , кг
1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Особо легкая серия</i>							
100	10	26	8	3600	2000	31500	0,019
101	12	28	8	4000	2270	25000	0,022
104	20	42	12	7360	4540	16000	0,07
105	25	47	12	7900	5040	12500	0,08
106	30	55	13	10400	7020	12500	0,12
107	35	62	14	12500	8660	10000	0,16
108	40	68	15	13200	9450	10000	0,19
109	45	75	16	16500	12400	10000	0,24
110	50	80	16	18300	12600	8000	0,25
111	55	90	18	22000	17300	8000	0,39
112	60	95	18	24100	18300	6300	0,41
113	65	100	18	28000	20000	6300	0,45
114	70	110	20	3030	24600	6300	0,6
115	75	115	20	34100	28600	6300	0,66
116	80	125	22	37400	31900	5000	0,85
117	85	130	22	39100	33900	5000	0,91
118	90	140	24	40800	34700	4000	1,2
119	95	145	24	41100	35700	4000	1,24
120	100	150	24	42300	38300	4000	1,29
<i>Легкая серия</i>							
200	10	30	9	4690	2660	25000	0,03
201	12	32	10	4780	2700	25000	0,037
202	15	35	11	5970	3540	20000	0,045
203	17	40	12	7520	4470	20000	0,06
204	20	47	14	10000	6300	16000	0,1
205	25	52	15	11000	7090	12500	0,12
206	30	62	16	15300	10200	12500	0,2
207	35	72	17	20100	13900	10000	0,29
208	40	80	18	23600	16100	8000	0,36
209	45	85	19	25700	18100	8000	0,41
210	50	90	20	27500	20200	8000	0,47
211	55	100	21	34000	25600	6300	0,6
212	60	110	22	41100	31500	6300	0,8
213	65	120	23	44900	34700	6300	0,98
214	70	125	24	48800	38100	5000	1,08
215	75	130	25	51900	41900	5000	1,18
216	80	140	26	57000	45400	5000	1,4
217	85	150	28	65400	54100	5000	1,8
218	90	160	30	75300	61700	4000	2,2
219	95	170	32	85300	70900	4000	2,7
220	100	180	34	95800	80600	4000	3,2
<i>Средняя серия</i>							
300	10	35	11	6360	3830	25000	0,05
301	12	37	12	7630	4730	20000	0,06
302	15	42	13	8900	5510	20000	0,08
303	17	47	14	10900	6800	16000	0,11
304	20	52	15	12500	7940	16000	0,14
305	25	62	17	17600	11600	12500	0,23
306	30	72	19	22000	15100	10000	0,34
307	35	80	21	26200	17900	10000	0,44
308	40	90	23	31900	22700	8000	0,63

Окончание табл. 7.2

1	2	3	4	5	6	7	8
309	45	100	25	37800	26700	8000	0,83
310	50	110	27	48500	36300	6300	1,08
311	55	120	29	56000	42600	6300	1,35
312	60	130	31	64100	49400	5000	1,7
313	65	140	33	72700	56700	5000	2,11
314	70	150	35	81700	64500	5000	2,6
315	75	160	37	89000	72800	4000	3,1
316	80	170	39	96500	81700	4000	3,6
317	85	180	41	104000	91000	4000	4,3
318	90	190	43	112000	101000	4000	5,1
319	95	200	45	120000	111000	3150	5,7
320	100	215	47	136000	133000	3150	7
<i>Тяжелая серия</i>							
403	17	62	17	17800	12100	12500	0,27
403	25	80	21	29200	20800	10000	0,5
406	30	90	23	37200	27200	8000	0,72
407	35	100	25	43600	31900	8000	0,93
408	40	110	27	50300	37000	6300	1,2
409	45	120	29	60400	46400	6300	1,52
410	50	130	31	68500	53000	5000	1,91
411	55	140	33	78700	63700	5000	2,3
412	60	150	35	85600	71400	4000	2,8
413	65	160	37	92600	79600	4000	3,4
414	70	180	42	113000	107000	4000	5,3
416	80	200	48	128000	121000	3150	7
417	85	210	52	136000	132000	3150	8

Таблица 7.3

**Размеры и параметры шариковых радиально-упорных однорядных подшипников (ГОСТ 831-75) (рис. 6.5,г)**

Для типов 36000 -  $\alpha = 12^\circ$ ; 46000 -  $\alpha = 26^\circ$ ; 66000 -  $\alpha = 36^\circ$

Обозначение подшипника	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$C$ , н	$C_0$ , н	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$m$ , кг
1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Особо легкая серия</i>							
36100	10	26	8	4170	2500	40000	0,03
36101	12	28	8	4270	2600	40000	0,033
36103	17	35	10	5710	3580	25000	0,04
36104	20	42	12	8300	5420	20000	0,068
46106	30	55	13	11200	8030	12500	0,18
46108	40	68	15	14600	11300	10000	0,22
46109	45	75	16	17300	13700	10000	0,28
46111	55	90	18	25200	21500	8000	0,38
46112	60	95	18	28800	25000	8000	0,48
46114	70	110	20	35600	32500	6300	0,72
46115	75	115	20	38300	35000	6300	0,78
46116	80	125	22	43200	40900	6300	0,9
46117	85	130	22	45300	43000	5000	1,04
46118	90	140	24	47400	45900	5000	1,43
46120	100	150	24	50200	48500	5000	1,56
<i>Легкая серия</i>							
36201	12	32	10	5380	3400	31500	0,04
36202	15	35	11	6380	3900	25000	0,45

1	2	3	4	5	6	7	8
46202	13	35	11	6070	3580	20000	0,045
36203	17	40	12	9430	6240	25000	0,06
46203	17	40	12	9000	5730	20000	0,06
36204	20	47	14	12300	8470	20000	0,1
46204	20	47	14	11600	7790	16000	0,1
36205	25	52	15	15100	9240	16000	0,12
46205	25	52	15	12400	8500	12500	0,12
36206	30	62	16	18200	13300	12500	0,19
46206	30	62	16	17200	12200	10000	0,19
36207	35	72	17	24000	18100	12500	0,27
46207	35	72	17	22700	16600	10000	0,27
36208	40	80	18	30600	23700	10000	0,37
46208	40	80	18	28900	20500	8000	0,37
36209	45	85	19	32300	25600	10000	0,42
46209	45	85	19	30400	23600	8000	0,42
36210	50	90	20	35900	27600	8000	0,47
46210	50	90	20	31800	25400	8000	0,47
36211	55	100	21	41900	34900	8000	0,58
46211	55	100	21	39400	32100	6300	0,58
36212	60	110	22	48200	40100	6300	0,77
46212	60	110	22	45400	36800	6300	0,77
36213	65	120	23	54400	46800	6300	0,98
46214	70	125	24	63000	55900	6300	1,04
46214	70	125	24	59100	51400	5000	1,04
36215	75	130	25	61500	54800	5000	1,39
46216	80	140	26	73500	66600	5000	1,68
46216	80	140	26	68900	61200	5000	1,68
36217	85	150	28	79000	72200	5000	1,8
46217	85	150	28	74000	66400	4000	1,8
36218	90	160	30	92800	84600	4000	2,2
46218	90	160	30	87100	77700	4000	2,2
36219	95	170	32	110000	104000	4000	2,6
36220	100	180	34	124000	118000	4000	3,2
46220	100	180	34	116000	109000	4000	3,2
<i>Средняя серия</i>							
46303	17	47	14	12600	8150	16000	0,11
46304	20	52	15	14000	9170	16000	0,17
46305	25	62	17	21100	14900	10000	0,23
46306	30	72	19	25600	18700	10000	0,35
46307	35	80	21	33400	25200	8000	0,44
46308	40	90	23	39200	30700	8000	0,63
46309	45	100	25	48100	37700	6300	0,83
46310	50	110	27	56300	44800	6300	1,08
46311	55	120	29	68900	57400	6300	1,7
66311	55	120	29	60600	47400	5000	1,45
46312	60	130	31	78800	66600	6300	1,71
46313	65	140	33	89000	76400	5000	2,09
46314	70	150	35	100000	87000	4000	3,3
66314	70	150	35	93300	78300	4000	3,1
46318	90	190	43	129000	125000	3150	5
46320	100	215	47	167000	160000	3150	8,14
<i>Тяжелая серия</i>							
66406	30	90	23	38400	28100	6300	0,77
66407	35	100	25	45400	33700	6300	1,05
66408	40	110	27	52700	38800	5000	1,37
66409	45	120	29	64000	48200	5000	1,75
66410	50	130	31	77600	61200	3150	2,17
66412	60	150	35	98000	81000	2500	3,52
66414	70	180	42	119000	111000	1600	5,7
66418	90	225	54	163000	152000	1250	12

Размеры и параметры шариковых радиальных двухрядных сферических подшипников с цилиндрическим отверстием (ГОСТ 5720-75) (рис. 6.5,6)

Обозначение подшипника	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$\alpha$ , град	$C$ , Н	$C_0$ , Н	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$m$ , кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Легкая серия</i>								
1200	10	30	9	12	4240	1360	25000	0,033
1201	12	32	10	13	4330	1510	25000	0,04
1202	15	35	11	12	5790	2050	20000	0,05
1203	17	40	12	12	6130	2470	20000	0,07
1204	20	47	14	10	7720	3240	16000	0,12
1205	25	52	15	10	9440	4100	16000	0,14
1206	30	62	16	9	12200	5920	12500	0,22
1207	35	72	17	9	12300	6780	10000	0,32
1208	40	80	18	8	15100	8720	10000	0,42
1209	45	85	19	8	17000	9770	8000	0,47
1210	50	90	20	8	17700	11000	8000	0,53
1211	55	100	21	7	21000	13600	6300	0,71
1212	60	110	22	7	23800	15800	6300	0,88
1213	65	120	23	6	24400	17500	6300	1,15
1214	70	125	24	7	27000	19100	5000	1,26
1215	75	130	25	7	30500	21800	5000	1,36
1216	80	140	26	6	31400	24000	5000	1,67
1217	85	150	28	6	38700	29000	4000	2,1
1218	90	160	30	6	44700	32400	4000	2,5
1220	100	180	34	7	54400	41200	4000	3,7
<i>Легкая широкая серия</i>								
1500	10	30	14	14	6020	1730	25000	0,04
1506	30	62	20	15	11900	5810	10000	0,26
1507	35	72	23	14	16900	8380	10000	0,4
1508	40	80	23	13	17500	9640	8000	0,51
1509	45	85	23	12	18200	10900	8000	0,55
1510	50	90	23	11	19200	11500	6300	0,59
1515	75	130	31	10	34900	24500	4000	1,75
1516	80	140	33	10	38300	27400	4000	2
1517	85	150	36	10	45700	32100	3150	2,5
<i>Средняя серия</i>								
1300	10	35	11	12	5690	1840	20000	0,06
1301	12	37	12	13	7390	2400	20000	0,07
1302	15	42	13	13	8370	2680	16000	0,09
1303	17	47	14	12	9730	3730	16000	0,13
1304	20	52	15	11	10760	4090	12500	0,16
1305	25	62	17	11	14100	6120	10000	0,26
1306	30	72	19	10	16800	7900	10000	0,39
1307	35	80	21	9	20000	10000	8000	0,5
1308	40	90	23	10	23300	12400	8000	0,7
1309	45	100	25	9	30000	16200	6300	0,96
1310	50	110	27	9	34100	19800	6300	1,21
1311	55	120	29	9	40600	22900	5000	1,58
1312	60	130	31	9	45800	26100	5000	1,96
1313	65	140	33	9	49200	29900	5000	2,5
1314	70	150	35	8	58600	35900	4000	3
1315	75	160	37	8	62400	39100	4000	3,6
1316	80	170	39	8	£9900	43000	4000	4,3
1317	85	180	41	8	77200	49500	4000	5,1
1318	90	190	43	8	91800	57200	3150	5,7
1320	100	215	47	9	113000	73400	3150	8,3

**Подшипники**

Окончание табл. 7.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Средняя широкая серия</i>								
1605	25	62	24	17	18900	7600	10000	0,34
1606	30	72	27	16	24400	10200	10000	0,5
1607	35	80	31	17	30500	13000	8000	0,68
1608	40	90	33	16	34900	16000	6300	0,93
1609	45	100	36	16	42300	19800	6300	1,23
1610	50	110	40	16	50000	23900	6300	1,64
1611	55	120	43	15	58600	28600	5000	2,1
1612	60	130	46	15	67700	33600	5000	2,6
1613	65	140	48	14	75300	39300	4000	3,2
1614	70	150	51	14	85700	45400	4000	3,92
1616	80	170	58	14	107000	58800	3150	6,1

Таблица 7.5

**Размеры и параметры шариковых упорных однорядных подшипников  
(ГОСТ 6874-71) (рис. 6.5,е)**

Обозначение подшипника	<i>d</i> , мм	<i>D</i> , мм	<i>B</i> , мм	<i>C</i> , н	<i>C<sub>0</sub></i> , н	<i>n</i> , мин <sup>-1</sup>	<i>m</i> , кг
1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Особо легкая серия</i>							
8100	10	24	9	6580	11300	8000	0,02
8101	12	26	9	6970	12500	8000	0,022
8102	15	28	9	7430	13600	8000	0,024
8103	17	30	9	8220	15900	6300	0,03
8104	20	35	10	11000	21600	6300	0,04
8105	25	42	11	12500	26200	6300	0,06
8106	30	47	11	13800	29300	5000	0,07
8107	35	52	12	16800	37200	5000	0,084
8108	40	60	13	23000	51000	5000	0,12
8109	45	85	14	24300	56100	4000	0,15
8110	50	70	14	25700	61200	4000	0,16
8111	55	78	16	34200	83000	4000	0,24
8112	60	85	17	37500	91500	3150	0,29
8113	65	90	18	42800	104000	3150	0,34
8114	70	95	18	46000	113000	3150	0,36
8115	75	100	19	47400	118000	2500	0,42
8116	80	105	19	48700	122000	2500	0,44
8117	85	110	19	50000	132000	2500	0,46
8118	90	120	22	61800	161000	2500	0,68
8120	100	135	25	81600	218000	2000	1
<i>Легкая серия</i>							
8201	12	26	11	8680	15400	6300	0,034
8202	15	32	12	9870	18600	6300	0,041
8204	20	40	14	15800	30600	5000	0,08
8205	25	47	15	20400	41000	5000	0,12
8206	30	52	16	23000	47200	4000	0,14
8207	35	62	18	31600	68000	4000	0,22
8208	40	68	19	37500	79900	3150	0,27
8209	45	73	20	39500	90500	3150	0,32
8210	50	78	22	46000	105000	3150	0,39
8211	55	90	25	56600	129000	2500	0,61
8212	60	9A	26	58600	155000	2500	0,69
8213	65	100	27	65800	159000	2500	0,5
8214	70	105	27	67800	163000	2500	0,8
8215	75	110	27	68400	169000	2000	0,86
8216	80	150	28	76300	191000	2000	0,95
8217	85	125	31	94700	239000	2000	1,3
8218	90	135	35	112000	290000	1600	1,86
8220	100	150	38	132000	335000	1600	2,4

1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Средняя серия</i>							
8305	25	52	18	25700	49900	4000	0,18
8306	30	60	21	32900	67900	3150	0,27
8307	35	68	24	40800	85000	3150	0,39
8308	40	78	26	51300	1090001	2500	0,55
8309	45	85	28	59200	3300016	2500	0,69
8310	50	93	31	71000	4000217	2500	1
8311	55	105	35	92100	000	2000	1,34
8312	60	110	35	98100	2370002	2000	1,43
8313	65	115	36	104000	5400029	2000	1,57
8314	70	125	40	120000	8000346	1600	2,1
8315	75	135	44	138000	0003960	1600	2,7
8316	10	140	44	158000	0045200	1600	2,8
8311	90	155	50	171000	0490000	1250	3,9
8320	100	170	55	184000		1250	5,1

Таблица 7.6

**Размеры и параметры роликовых радиальных однорядных подшипников с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328 – 75) (рис. 6.5,в)**

Обозначение подшипника	<i>d</i> , мм	<i>D</i> , мм	<i>B</i> , мм	<i>C</i> , мм	<i>C<sub>0</sub></i> , мм	<i>n</i> , мин <sup>-1</sup>	<i>m</i> , кг
1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Легкая серия</i>							
2202 12202 32202 42202	15	35	11	5630	3080	20000	0,05
2203 12203 32203 42203	17	40	12	9720	6050	16000	0,07
2204 12204 32204 42204	20	47	14	11900	7380	16000	0,13
2205 12205 32205 42205	25	52	15	13400	8610	12500	0,15
2206 12206 32206 42206	30	62	16	17300	11400	12500	0,24
2207 12207 32207 42207	35	72	17	26500	17500	10000	0,35
2208 12208 32208 42208	40	80	18	33700	24000	10000	0,4
2209 12209 32209 42209	45	85	19	35300	25700	8000	0,49
2210 12210 32210 42210	50	90	20	38700	29200	8000	0,57
2211 12211 32211 42211	55	100	21	43700	32900	8000	0,76
2212 12212 32212 42212	60	110	22	54800	42800	6300	0,95
2213 12213 32213 42213	65	120	23	62100	48600	6300	1,2
2214 12214 32214 42214	70	125	24	67000	54000	5000	1,3
2215 12215 32215 42215	75	130	25	75400	61000	5000	1,4
2216 12216 32216 42216	80	140	26	79500	63400	5000	1,8
2217 12217 32217 42217	85	150	28	99000	82400	4000	2,27
2218 12218 32218 42218	90	160	30	121000	101000	4000	2,8
2220 12220 32220 42220	100	180	34	135000	111000	3150	4
<i>Средняя узкая серия</i>							
2305 12305 32305 42305	25	62	17	22600	14300	10000	0,3
2306 12306 32306 42306	30	72	19	30200	20600	10000	0,4
2307 12307 32307 42307	35	80	21	34100	23200	8000	0,51
2308 12308 32308 42308	40	90	23	41000	28500	8000	0,77
2309 12309 32309 42309	45	100	25	56500	40700	8000	0,9
2310 12310 32310 42310	50	110	27	65200	47500	6300	1,05
2311 12311 32311 42311	55	120	29	84000	62800	6300	1,25
2312 12312 32312 42312	60	130	31	100000	77200	5000	1,5
2313 12313 32313 42313	65	140	33	105000	80400	5000	2,6
2314 12314 32314 42314	70	150	35	123000	97300	5000	3,2
2315 12315 32315 42315	75	160	37	142000	112000	4000	3,8
2316 12316 32316 42316	80	170	39	150000	121000	4000	4,4

1	2	3	4	5	6	7	8
2317 12317 32317 42317	85	180	41	179000	146000	4000	5,5
2318 12318 32318 42318	90	190	43	194000	160000	3150	6,1
2320 12320 32320 42320	100	215	47	243000	205000	3150	9
<i>Средняя широкая серия</i>							
2605 12605 32605 42605	25	62	24	37400	28300	10000	0,41
2606 12606 32606 42606	30	72	27	41600	31200	10000	0,71
2607 12607 32607 42607	35	80	31	46700	34800	8000	0,84
2608 12608 32608 42608	40	90	33	61000	47500	8000	1,09
2609 12609 32609 42609	45	100	36	79300	62800	8000	1,38
2610 12610 32610 42610	50	110	40	104000	87100	6300	2
2611 12611 32611 42611	55	120	43	115000	94200	6300	2,15
2612 12612 32612 42612	60	130	46	140000	118000	5000	3,16
2613 12613 32613 42613	65	140	48	152000	129000	5000	3,65
2614 12614 32614 42614	70	150	51	181000	159000	5000	4,53
2615 12615 32615 42615	75	160	55	212000	187000	4000	5,8
2616 12616 32616 42616	80	170	58	224000	202000	4000	7
2617 12617 32617 42617	85	180	60	259000	235000	4000	7,77
2618 12618 32618 42618	90	190	64	270000	245000	3150	8,76
2620 12620 32620 42620	100	215	73	363000	343000	3150	14

Таблица 7.7

Размеры и параметры роликовых конических подшипников (ГОСТ 333-1) (рис. 6.5,д)

Обозначение подшипника	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$T$ , мм	$\alpha$ , град	$C_a$ , Н	$C_{0a}$ , Н	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$m$ , кг
7202	15	35	11	11,75	17	8780	6140	12500	0,05
7203	17	40	12	13,25	12	13800	9300	12500	0,07
7204	20	47	14	15,25	14	19100	13300	10000	0,12
7205	25	52	15	16,25	14	23900	17900	10000	0,15
7206	30	62	16	17,25	14	29800	22300	8000	0,23
7207	35	72	17	18,25	14	29800	26300	6300	0,33
7208	40	80	18	19,75	14	35200	32700	6300	0,45
7209	45	85	19	20,75	15	42400	33400	5000	0,49
7210	50	90	20	21,75	13	42700	40600	5000	0,54
7211	55	100	21	22,75	15	57900	46100	5000	0,71
7212	60	110	22	23,75	13	72200	58400	4000	0,9
7214	70	125	24	26,75	14	95900	82100	4000	1,33
7215	75	130	25	27,25	15	97600	84500	3150	1,42
7216	80	140	26	28,25	16	106000	95200	3150	1,67
7217	85	150	28	30,25	16	109000	97400	3150	2,1
7218	90	160	30	32,5	14	141000	125000	2500	2,52
7219	95	170	32	34,5	14	145000	131000	2500	3,2
7220	100	180	34	37	15	162000	146000	2500	3,8

#### 7.4. Расчет и подбор подшипников

Поскольку подшипники качения выпускаются специализированными заводами (ГПЗ) различных типоразмеров, сначала следует их рассчитывать, а затем подбирать по таблицам ГОСТ 18854-82 и ГОСТ 18855-82.

1. Невращающиеся и медленно вращающиеся подшипники (колонн поворотных кранов, грузовых кранов, домкратов), у которых  $n \leq 1 \text{ мин}^{-1}$ , рассчитывают по статической грузоподъемности и диаметру цапфы вала.

Расчет и подбор подшипников по статической грузоподъемности

Условие расчета

$$C_0 \geq F_{\Sigma}, \quad (7.20)$$

где  $C_0$  – статическая грузоподъемность, Н;

$F_{\Sigma}$  – эквивалентная статическая нагрузка, Н.

При наличии осевой силы эквивалентная статическая нагрузка

$$F_{\Sigma} = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (7.21)$$

где  $X_0$  и  $Y_0$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок;

$F_r$  и  $F_a$  – радиальная и осевая нагрузки, Н.

В этом случае  $F_{\Sigma}$  должна быть не менее  $F_r$ .

Для радиальных одно- и двухрядных шарикоподшипников  $X_0 = 0,6$  и  $Y_0 = 0,5$ , для радиально-упорных  $X_0 = 0,5$  и  $Y_0 = 0,43$ , для конических роликовых и самоустанавливающихся однорядных шариковых и роликовых подшипников  $X_0 = 0,5$  и  $Y_0 = 0,43 \operatorname{ctg} \alpha$  (здесь  $\alpha$  – угол контакта, град).

Для двухрядных подшипников величины  $X_0$  и  $Y_0$  удваивают.

Расчет и подбор подшипников по динамической грузоподъемности

При частоте вращения  $n > 1 \text{ мин}^{-1}$  подшипники рассчитывают по динамической грузоподъемности.

Номинальную динамическую грузоподъемность определяют по эмпирической формуле:

$$C = F_{\Sigma}^p \sqrt[p]{L}, \quad (7.22)$$

где  $F_{\Sigma}$  – эквивалентная нагрузка, Н;

$L$  – номинальная долговечность, млн оборотов;

$p$  – показатель степени:  $p = 3$  для шариковых и  $p = 3,33$  для роликовых подшипников.

Номинальная долговечность:

$$L = 60nL_h / 10^6, \quad (7.23)$$

где  $n$  – частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$L_h$  – номинальная долговечность подшипников, ч.

Рекомендуемые значения  $L_h$ : 8000 – работа механизмов с перерывами; 12000 – работа механизмов в одну смену при переменном режиме нагрузки; 20000 – работа механизмов с полной нагрузкой в одну смену; 40000 – круглосуточная работа механизмов при среднем режиме нагрузки.

Эквивалентная нагрузка:

$$F_{\Sigma} = (XV F_r + Y F_a) K_{\delta} K_T, \quad (7.24)$$

где  $X, Y$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (табл. 7.11);

$V$  – коэффициент вращения: для внутреннего кольца  $V = 1$ , для наружного  $V = 1,2$ ;

$K_{\delta}$  – коэффициент безопасности: при спокойной нагрузке  $K_{\delta} = 1$ , при умеренных толчках  $K_{\delta} = 1,3 \dots 1,8$ , при ударной –  $K_{\delta} = 2 \dots 3$ ;

$K_T$  – температурный коэффициент. Для стали ШХ15 при  $t \leq 125 \text{ } ^\circ\text{C}$   $K_T = 1$ , при  $t = 125 \dots 250 \text{ } ^\circ\text{C}$   $K_T = 1,05 \dots 1,4$ .

При переменном режиме нагрузки расчет ведут по условной эквивалентной нагрузке:

$$F_{yэ} = \sqrt[p]{\frac{\sum_1^n F_i^p L_{hi}}{\sum_1^n L_{hi}}}, \quad (7.25)$$

где  $F_i$  – эквивалентные нагрузки, действующие в течение  $L_{hi}$  -часов соответственно.

Особенность расчета радиально-упорных подшипников заключается в следующем. Расчетная осевая нагрузка  $F_a$  учитывает дополнительные нагрузки  $S$ , возникающие от радиальной нагрузки  $F_r$  при угле контакта  $\alpha$ :  $S = eF_r$  для шариковых радиально-упорных подшипников;  $S = 0,83eF_r$  для роликовых конических подшипников.

Для радиально-упорных шарикоподшипников с углом  $\alpha \geq 18^\circ$  и конических роликоподшипников значение  $e$  берут из таблицы 7.11.

Таблица 7.11

Коэффициенты X и Y радиальной и осевой нагрузок

Тип подшипника	$\alpha$ , град	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		Параметр осевого нагружения, e						
			X	Y	X	Y							
Шариковый радиальный однорядный	0	0,14	1	0	0,56	2,30	0,19						
		0,028				1,99		0,22					
		0,056				1,71			0,26				
		0,084				1,55				0,28			
		0,11				1,45					0,30		
		0,17				1,31						0,34	
		0,28				1,15							0,38
		0,42				1,04							
0,56	1,00	0,44											
Шариковый радиально-упорный однорядный	12		0,014	1	0	0,45	1,81	0,30					
			0,029				1,62		0,34				
			0,057				1,46			0,37			
			0,086				1,34				0,41		
			0,11				1,22					0,45	
			0,17				0,13						0,48
	0,29		1,14	0,52									
	0,43	1,01	0,54										
	0,57	1,00			0,54								
	26	-				1	0	0,41	0,87	0,68			
36	-	1				0	0,37	0,66	0,95				
Роликовые конические однорядные	-	-				1	0	0,4	$0,4 \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$			

Примечание. Для подшипников с короткими роликами  $F_a = 0$ ,  $X = 1$ ; для упорных шарико- и роликоподшипников  $F_r = 0$ ,  $Y = 1$ .

Для шарикоподшипников при  $\alpha = 12^\circ$  значение e определяют:

$$\lg e = \frac{F_r / C_0 - 1,144}{4,729}.$$

Ввиду того, что нельзя определить коэффициенты X и Y (неизвестно конкретное значение e, соответствующее значению  $F_a / C_0$  для искомого подшипника), задачу решают методом подбора.

После расчета и определения грузоподъемности выбирают номер подшипника по диаметру вала, расчет которого предшествует расчету подшипника.

**Пример 4.** Рассчитать подшипник качения опоры колонны настенного поворотного крана. Радиальная нагрузка  $F_r = 60000 \text{ Н}$ , осевая нагрузка  $F_a = 70000 \text{ Н}$ , диаметр цапф под подшипники  $d = 60 \text{ мм}$ , под упорный подшипник  $d = 50 \text{ мм}$ .

Принимаем решение установить на верхней опоре шариковый радиальный однорядный подшипник, а на нижней опоре – шариковые однорядные радиальный и упорный подшипник. Частота вращения  $n < 1 \text{ мин}^{-1}$ , поэтому подшипники рассчитываем по статической грузоподъемности. По формуле (7.21)  $C_0 = 60\,000 \text{ Н}$ . В соответствии с этим значением по таблице 7.2 для диаметра  $d = 60 \text{ мм}$  принимаем подшипник 412 со статической грузоподъемностью  $C_0 = 71\,400 \text{ Н}$ . По таблице 7.5 для диаметра  $d = 50 \text{ мм}$  принимаем подшипник 8210 со статической грузоподъемностью  $C_0 = 105\,000 \text{ Н}$ .

**Пример 5.** Рассчитать и подобрать подшипники для вала диаметром  $d = 30 \text{ мм}$  при следующих исходных данных: радиальная нагрузка  $F_r = 2500 \text{ Н}$ , осевая нагрузка  $F_a = 400 \text{ Н}$ , срок службы  $L_h = 10000 \text{ ч}$ , частота вращения  $n = 960 \text{ мин}^{-1}$ , нагрузка спокойная ( $K_\delta = 1$ ), температура нагрева до  $125 \text{ }^\circ\text{С}$  ( $K_T = 1$ ), вращается внутреннее кольцо (коэффициент  $V = 1$ ).

Параметр осевого нагружения (табл. 7.11):

$$e = \frac{F_a}{VF_r} = \frac{400}{1 \cdot 2500} = 0,16,$$

что меньше табличного значения 0,19. Принимаем решение установить шариковый радиальный однорядный подшипник. Следовательно,  $X = 1$ ;  $Y = 0$ . По формуле (7.24) рассчитываем эквивалентную нагрузку:  $F_3 = (1 \cdot 1 \cdot 2500 + 0 \cdot 400) \cdot 1 \cdot 1 = 2500 \text{ Н}$ .

Долговечность подшипника:

$$L = \frac{60 \cdot 10000 \cdot 960}{10^6} = 576 \text{ млн оборотов.}$$

Динамическая грузоподъемность:

$$C = 2500 \sqrt[3]{576} = 20800 \text{ Н}.$$

По диаметру вала  $d = 30 \text{ мм}$  подшипник 209 имеет  $C = 15\,300 \text{ Н}$ , а подшипник 306 имеет  $C = 22\,000 \text{ Н}$ . Следовательно, принимаем подшипник №306.

**Пример 6.** По условию примера 5 рассчитать и подобрать подшипник при  $F_a = 800 \text{ Н}$ . Параметр осевого нагружения:

$$e = \frac{F_a}{VF_r} = \frac{800}{1 \cdot 2500} = 0,32.$$

Согласно данным таблицы 7.11, значение  $e$  соответствует шариковым радиальным однорядным подшипникам. В этом случае выбор коэффициентов  $X$  и  $Y$  невозможен и задача решается методом подбора. Начинать нужно со средней серии.

Для радиального подшипника 306 статическая грузоподъемность  $C_0 = 15\,100 \text{ Н}$ . Отношение  $F_a / C_0 = 800 / 15\,100 = 0,053$ .

По таблице 7.11 методом интерполяции находим  $Y = 1,74$ ,  $X = 0,56$ . Тогда:

$$F_3 = (0,56 \cdot 1 \cdot 2500 + 1,74 \cdot 800) \cdot 1 \cdot 1 = 2792 \text{ Н};$$

$$C = 2792 \sqrt[3]{576} = 23230 \text{ Н}.$$

По таблице 7.2 для подшипника 306  $C = 22000 \text{ Н}$ , что меньше расчетного. Далее проверяем подшипник 406. Величина  $F_a / C_0 = 800 / 27200 = 0,029$ .

Полученному значению соответствуют  $Y = 1,74$ ,  $X = 0,56$ . Для этого подшипника:

$$F_3 = (0,56 \cdot 1 \cdot 2500 + 1,98 \cdot 800) \cdot 1 \cdot 1 = 2984 \text{ Н};$$

$$C = 2984 \sqrt[3]{576} = 24828 \text{ Н}.$$

Оценим уменьшение долговечности подшипника 306. Вычисляем долговечность:

$$L = C^3 / F^3 = 22000^3 / 2792^3 = 489 \cdot 10^6 \text{ оборотов};$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} = \frac{10^6 \cdot 489}{60 \cdot 960} = 8489 \text{ ч}.$$

Если уменьшение долговечности от 10000 до 8489 ч приемлемо, то принимаем подшипник 306. Если же нет, то подшипник 406.

*Пример 7.* По условию примера 5 рассчитать и подобрать радиально-упорный шариковый подшипник, для которого угол контакта  $\alpha = 12^\circ$ .

*Примечание.* В примере 7 не учитывается изменение осевой силы с учетом составляющей от радиальной силы.

Сначала проверяем подшипник 36206:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{800}{13300} = 0,06.$$

Этому значению соответствуют  $Y = 1,74$ ,  $X = 0,45$ . Тогда:

$$F_3 = 0,45 \cdot 1 \cdot 2500 + 1,45 \cdot 800 = 2285 \text{ Н};$$

$$C = 2285 \sqrt[3]{576} = 19012 \text{ Н}.$$

У подшипника 36206  $C = 18\,200 \text{ Н}$ .

Затем проверяем подшипник 46306:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{800}{18700} = 0,043.$$

Этому значению соответствуют коэффициенты  $Y = 1,52$ ,  $X = 0,45$ . Эквивалентная нагрузка

$$F_3 = (0,45 \cdot 1 \cdot 2500 + 1,52 \cdot 800) \cdot 1 \cdot 1 = 2341 \text{ Н}.$$

Тогда

$$C = 2341 \sqrt[3]{576} = 19478 \text{ Н}.$$

У подшипника 46306  $C = 25600 \text{ Н}$ .

Принимаем подшипник 46306.

## 8. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

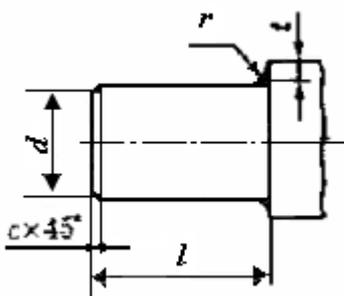
### 8.1. Конструктивные элементы

Полученные размеры вала на этапе эскизного проекта следует уточнить, согласовав их с деталями, установленными на валу (зубчатые и червячные колеса, полумуфты, звездочки и др.). Одновременно перед обработкой конструкции вала необходимо выбрать конструкцию уплотнения подшипников, способ передачи крутящего момента в соединении вал-ступица, способ крепления деталей от осевого перемещения.

Входной и выходной валы редуктора имеют консольные участки для установки полумуфт, шкивов, звездочек, кривошипа и других. Эти участки валов могут быть цилиндрическими и коническими.

Таблица 8.1

Концы валов цилиндрические (ГОСТ 12080-66), мм



d	l		r	с	d	l		r	с
	Исполнение					Исполнение			
	1	2				1	2		
20–22	50	36	1,6	1,0	50,55	110	82	2,5	2,0
25–28	60	42			60,70	140	105		
32–36	80	58	2,0	1,6	80,90	170	130	3,0	2,5
40–45	110	82			100,110	210	165		

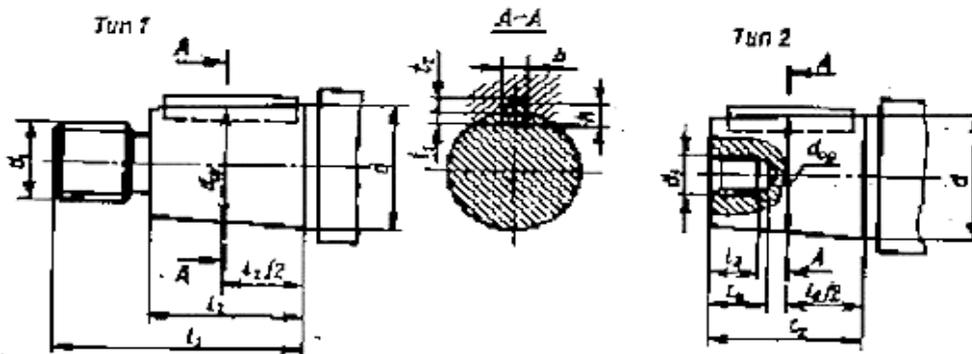
Примечание. 1. Исполнения концов валов: 1 – длинные; 2 – короткие. 2. Поля допусков диаметра  $d$ : при  $d$  до 30 мм – j6, св. 30 до 50 мм – k6, св. 50 мм – т6.

Размеры цилиндрических концов валов приведены в таблице 8.1. Высоту буртика  $t$  применяют по соотношению  $t \geq 2f$ , где  $f$  размер фаски детали.

Конические концы валов изготавливают с наружной и внутренней резьбой (см. табл. 8.2). Преимущественное применение имеет коническая форма выходных участков валов, обеспечивающая точное и надежное соединение, возможность монтажа устанавливаемых деталей.

Переходный участок вала между двумя ступнями разных диаметров выполняют галтелью радиуса  $r$  (табл. 8.3), а в более точных валах для выхода шлифовального круга предусматривают канавки (табл. 8.4).

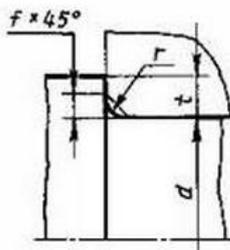
Концы валов конические (ГОСТ 12081-72), мм



Номинальный диаметр, d	$l_1$	$l_2$	$d_{оп}$	b	h	$t_1$	$t_2$	$d_1$	$d_2$	$l_3$	$l_4$
20	50	36	18,2	4	4	2,5	1,8	M12x1,25	M6	9	11,3
22			20,2								
25	60	42	22,9	5	5	3,0	2,3	M16x1,5	M8	14	15,7
28			25,9								
32	80	58	29,1	6	6	3,5	2,8	M20x1,5	M10	17	19,0
36			33,1						M12		
40	110	82	35,9	10	8	5,0	3,3	M24x2	M12	20	22,3
45			40,9	12	8			M30x2	M16	26	28,5
50			45,9	12	8	M36x3	M16	26	28,5		
56			51,9	14	9	5,5	3,8	M36x3	M20	32	35,0
63	140	105	57,75	16	10	6,0	4,3	M42x3	M20	32	35,0
71			65,75	18	11	7,0	4,4	M48x3	M24	36	39,3
80	170	130	73,5	20	12	7,5	4,9	M56x4	M30	44	47,9
90			83,5	22	14	9,0	5,4	M64x4			

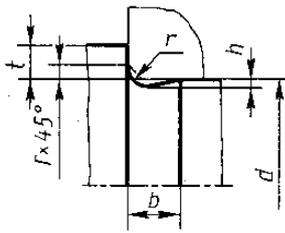
Таблица 8.3

Размеры частей



d	20...28	32...45	50...70	80...90
r	1,6	2,0	2,5	3,0
f	2,0	2,5	3,0	4,0

Размеры канавок



d	b	h	r
Св. 10 до 50	3	0,25	1,0
Св. 50 до 100	5		1,6
Св. 100	8	0,5	2,0

Зубчатые и червячные колеса должны быть установлены на валах без перекоса. Если  $l_{CT}/d > 0,8$  ( $l_{CT}$  – длина ступицы,  $d$  – диаметр отверстия), то цилиндрическая поверхность отверстия полностью определяет положение колеса относительно вала (рис. 8.1,а). При коротких ступицах  $l_{CT}/d < 0,8$  торец буртика упрощает установку колес на вал (рис. 8.1,б). Надо иметь в виду, что при передаче вращающего момента соединения с натягом и короткой ступице ( $l_{CT}/d < 0,8$ ) наличие упорного буртика на валу обязательно.

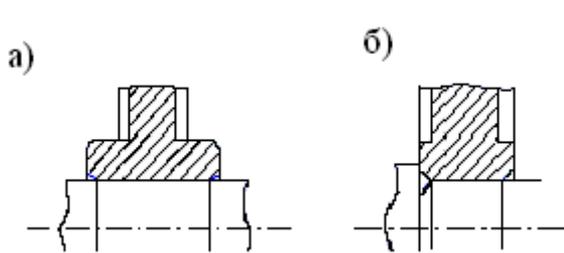


Рис. 8.1. Установка зубчатых колес

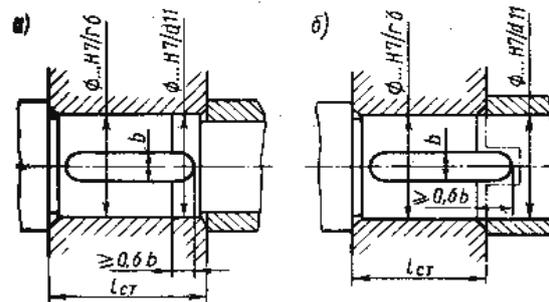
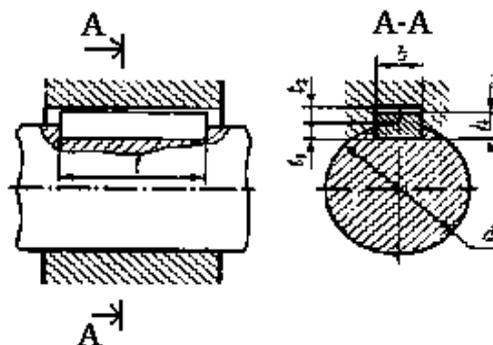


Рис. 8.2. Шпоночная вал-ступица

Для шпоночного соединения ступица-вал с целью обеспечения сборки предусматривается два варианта (рис. 8.2,а,б). В каждом из этих вариантов вначале путем свободного поворота колеса относительно вала производится совмещение паза колеса со шпонкой, а затем напрессовка колеса на вал. Размеры шпоночных пазов выбираются по таблице 8.5.

Таблица 8.5

Шпонки призматические (ГОСТ 23360-78), мм



Диаметр вала, $d$	Сечение шпонки		Фаска у шпонки $s$	Глубина паза		Длина $l$	
	$b$	$h$		вала $t_1$	ступицы $t_2$		
Св. 12 до 17	5	5	0,25–0,4	3	2,3	10–56	
>>17 >> 22	6	6		3,5	2,8	14–70	
>>22>>30	8	7		4	3,3	18–90	
>>30>>38	10	8		5	3,3	22–110	
>>38>>44	12	8		5	3,3	28–140	
>>44>>50	14	9		5,5	3,8	36–160	
>>50>>58	16	10		6	4,3	45–180	
>>58>>65	18	11		7	4,4	50–200	
>>65>>75	20	12		0,4–0,6	7,5	4,9	56–220
75>>85	22	14		9	5,4	63–250	
>>85>>95	25	14	0,6–0,8	9	5,4	70–280	

Примечание. 1. Длину  $l$  (мм) призматической шпонки выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280. 2. Пример обозначения шпонки с размерами  $b=18$  мм,  $h=11$  мм,  $l=80$  мм: «Шпонка 18x11x80 ГОСТ23360-78».

### 8.2. Примеры конструкций валов

Примеры конструкций валов с сопряженными деталями приведены на рисунках 8.3–8.7.

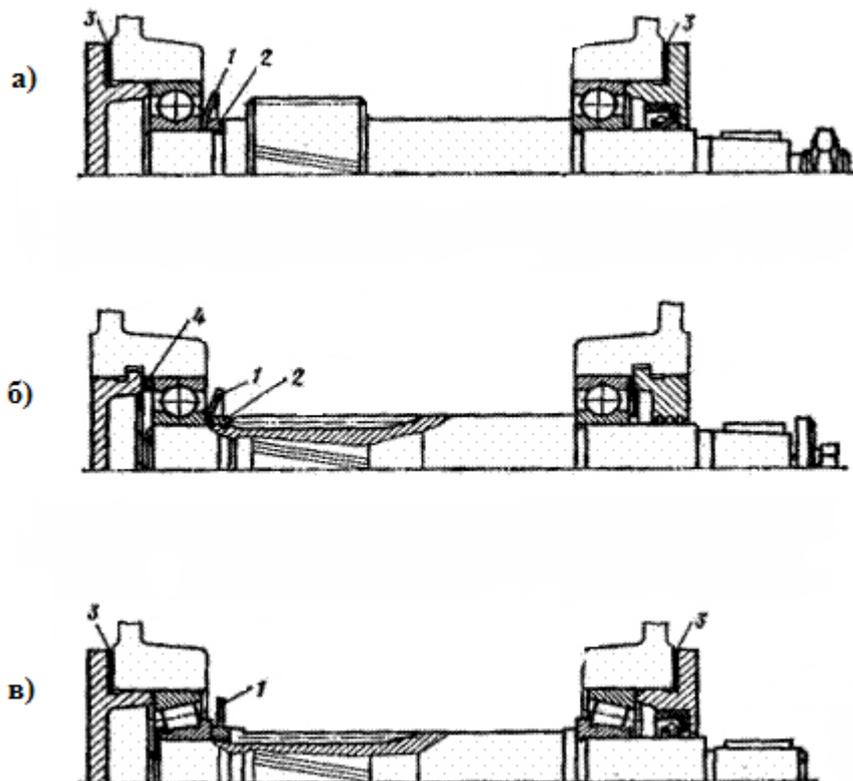


Рис. 8.3. Примеры конструкций быстроходного вала

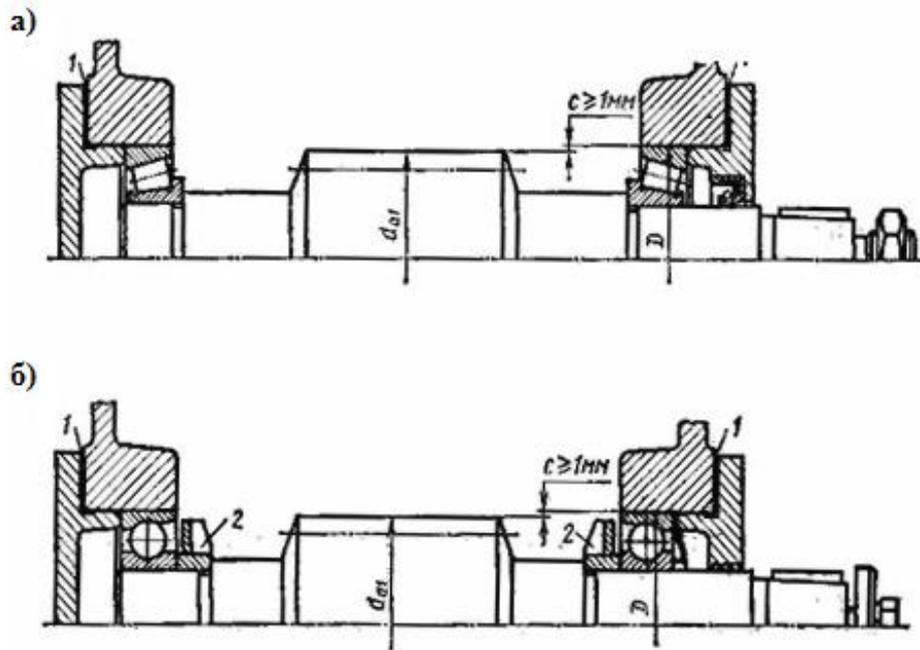


Рис. 8.4. Примеры конструкций червячного вала

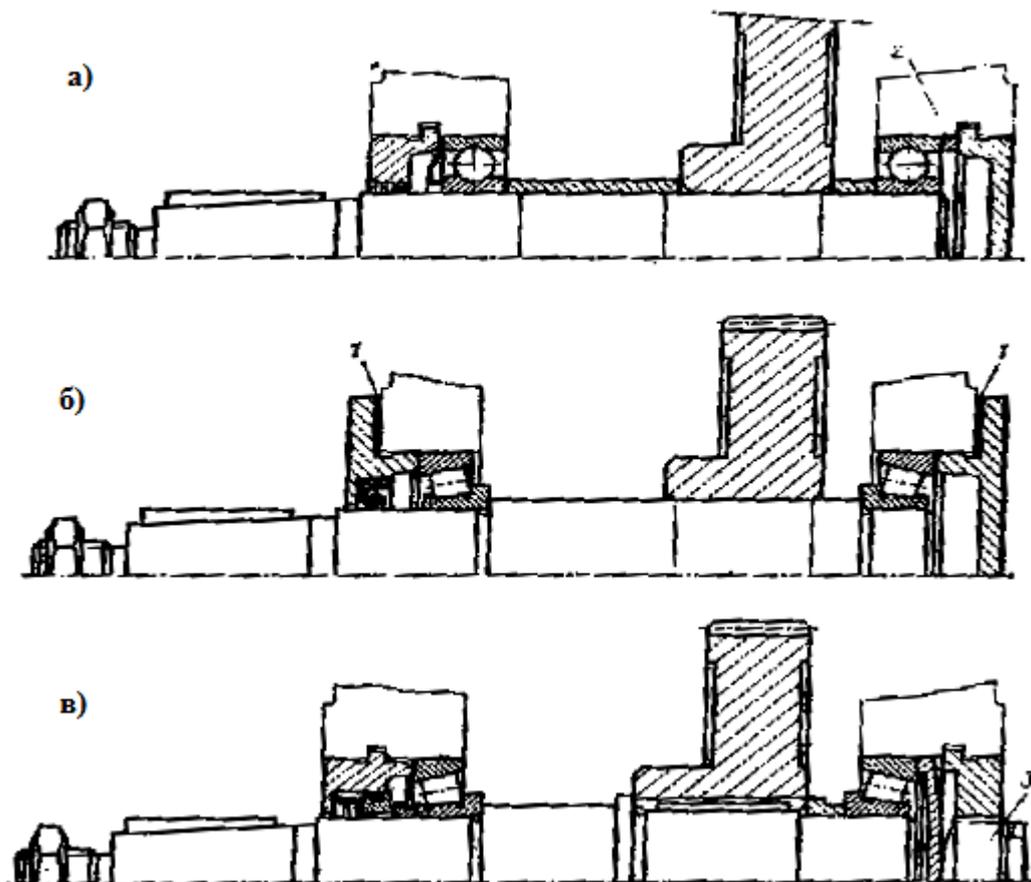


Рис. 8.5. Примеры конструкции тихоходного вала

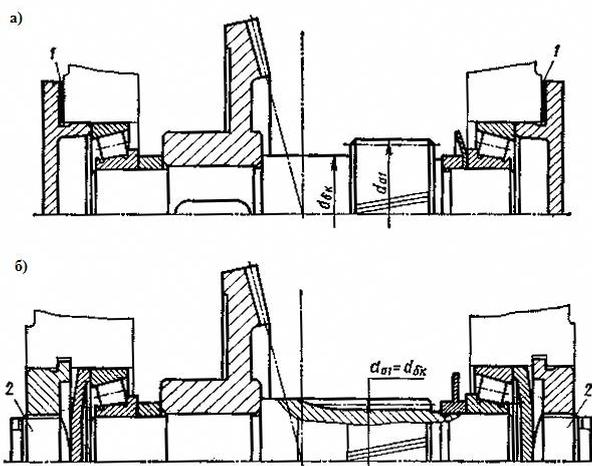


Рис. 8.6. Примеры конструкций промежуточных валов коническо-цилиндрического редуктора

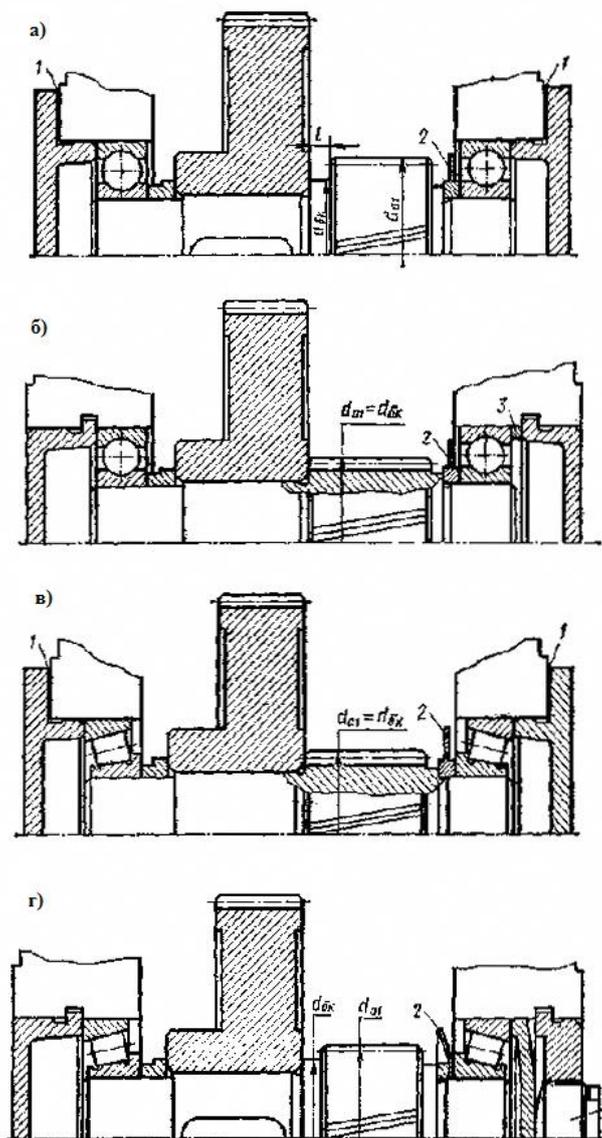


Рис. 8.7. Примеры конструкций промежуточных валов 2-ступенчатого цилиндрического редуктора

### 8.3. Нагрузки валов

Для построения расчетных схем необходимо знать силы и моменты, действующие на валы. Валы редуктора испытывают два вида деформации – изгиб и кручение.

Деформация кручения возникает под действием вращающих моментов, приложенных со стороны двигателя и соответствующих деталей привода. Деформации изгиба вызываются силами в зацеплении зубчатых и червячных передач, силами от действия цепных и ременных передач. Численные значения этих усилий определяются по формулам таблицы 8.6.

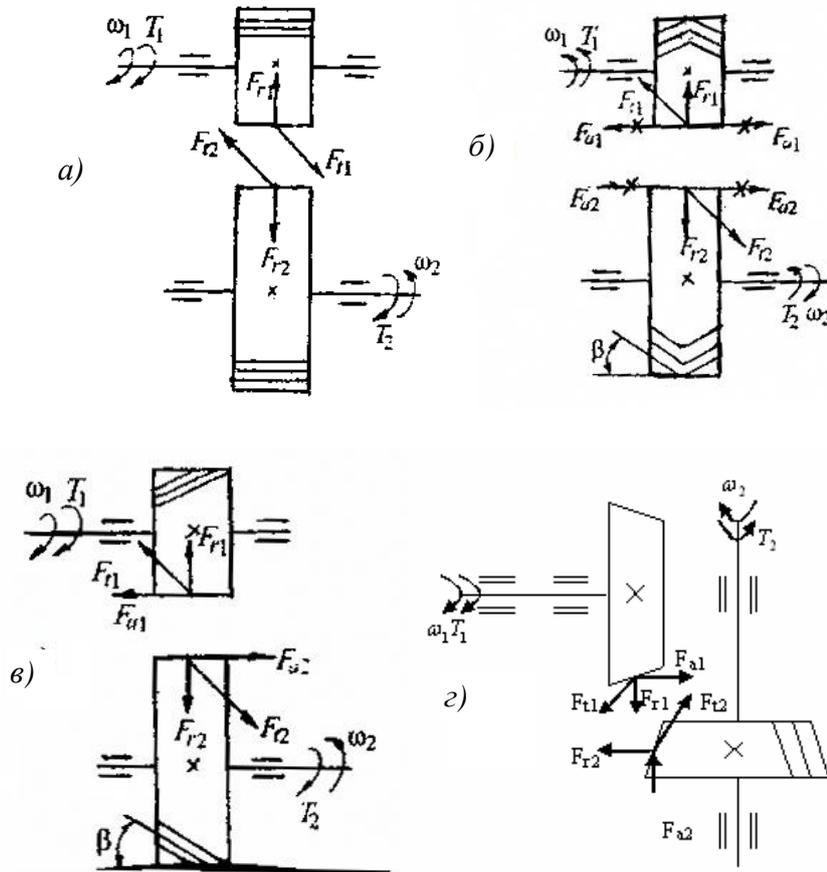


Рис. 8.8. Схема сил в зацеплении цилиндрических и конических передач: а) прямозубой; б) шевронной; в) косозубой; г) конической прямозубой

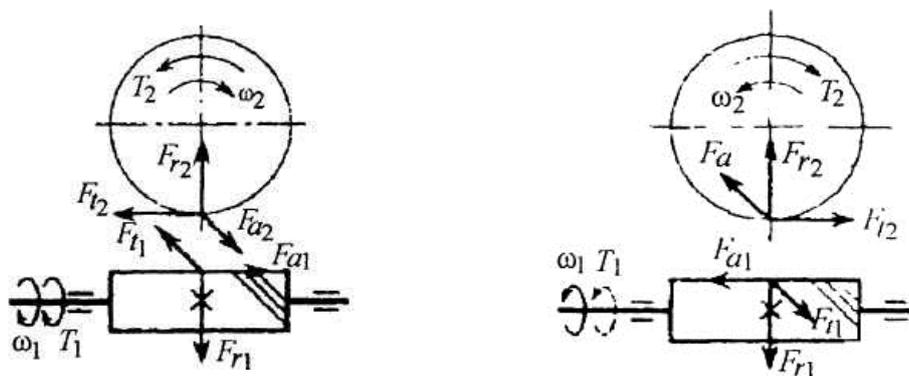


Рис. 8.9. Схема сил в зацеплении червячной передачи с правым червяком

В цилиндрических косозубых передачах принять шестерню с левым зубом, а колесо с правым. В конических передачах с круговыми зубьями принять шестерню с правым зубом, а колесо с левым; направление витков червяка в червячной передаче правое.

### 8.4. Расчет валов на прочность

На этапе эскизного проектирования выполнен ориентировочный расчет вала на прочность по напряжениям кручения. При наличии всех нагрузок, действующих на вал, и расстояний между опорами представляется возможным рассчитать вал на статическую и усталостную прочность. В рамках отведенного времени для данной специальности в качестве основного расчета принят расчет вала на усталостную прочность.

#### *Материалы валов*

Основными материалами для валов служат углеродистые и легированные стали (табл. 8.7).

В редукторах общего назначения применяются стали 45, 40Х, для высоконагруженных валов ответственных машин – стали 40ХН, 20Х, 12ХНЗА.

Таблица 8.6

**Силы в передачах**

Вид передачи	Характер силы	Значение силы, Н	
		на шестерне (червяке)	на колесе
1	2	3	4
Цилиндрическая косозубая	Окружная	$F_{t1}=F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$
	Радиальная	$F_{r1} = F_{r2}$	$F_{r2} = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$
	Осевая	$F_{a1} = F_{a2}$	$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta$
Цилиндрическая прямозубая	Окружная	$F_{t1} = F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$
	Радиальная	$F_{r1} = F_{r2}$	$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$
Коническая прямозубая	Окружная	$F_{t1}=F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{0,875 \cdot d_{e2}}$
	Радиальная	$F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$	$F_{r2} = F_{a1}$
	Осевая	$F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$	$F_{a2} = F_{r1}$
Коническая с круговым зубом	Окружная	$F_{t1}=F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{0,875 \cdot d_{e2}}$
	Радиальная	$F_{r1} = F_{t1} \gamma_r$	$F_{r2} = F_{a1}$
	Осевая	$F_{a1} = F_{t2} \gamma_a$	$F_{a2} = F_{r1}$

1	2	3	4
Червячная	Окружная Радиальная Осевая	$F_{r1} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1}$ $F_{r1} = F_{r2}$ $F_{a1} = F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$ $F_{r2} = F_{a1} \cdot \operatorname{tg} \alpha$ $F_{a2} = F_{t1}$
Плоскоременная Клиноременная Поликлиноременная Цепная	Радиальная	$F_{on} = 2F_o \sin \frac{\alpha_1}{2}$ $F_{on} = 2F_o Z \sin \frac{\alpha_1}{2}$ $F_{0n} = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$ $F_{0n} = K_D F_t + 2F_0$	

Примечание:  $\alpha$  – угол зацепления ( $20^\circ$ );  $\gamma_r = (0,44 \sin \delta_1 - 0,7 \cos \delta_1)$  – коэффициент радиальной силы;  $\gamma_a = (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1)$  – коэффициент осевой силы;  $\beta$  – угол наклона зубьев для цилиндрических колес (для прямозубых  $\beta=0$ );  $T_1$ ;  $T_2$  (н.м);  $d_1$ ;  $d_2$  (мм).

Таблица 8.7

Механические свойства некоторых материалов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ(не менее)	Механическая характеристика, МПа					Коэффициент, $\Psi_\tau$
			$\sigma_b$	$\sigma_T$	$\tau_T$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	
Ст5	Любой	190	520	280	150	220	130	0,06
45	$\leq 120$	240	780	540	290	360	200	0,09
	$\leq 80$	270	900	650	390	410	230	0,10
40x	$\leq 280$	240	790	640	380	370	210	0,09
	$\leq 120$	270	900	750	450	410	240	0,10
40ХН	$\leq 200$	270	920	750	450	420	230	0,10
20Х	$\leq 120$	197	650	400	240	310	170	0,07
12ХН3А	$\leq 120$	260	950	700	490	430	240	0,10
18ХГТ	$\leq 60$	330	1150	950	661	500	280	0,12

Расчетная схема

По чертежу сборной единицы составляют расчетную схему, на которую наносят все внешние силы, нагружающие вал, приводя плоскости их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной X и вертикальной Y).

В соответствии с расчетной схемой определяют реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскостях. В этих же плоскостях строят эпюры изгибающих моментов  $M_x$  и  $M_y$ , отдельно эпюру крутящих моментов  $T$ .

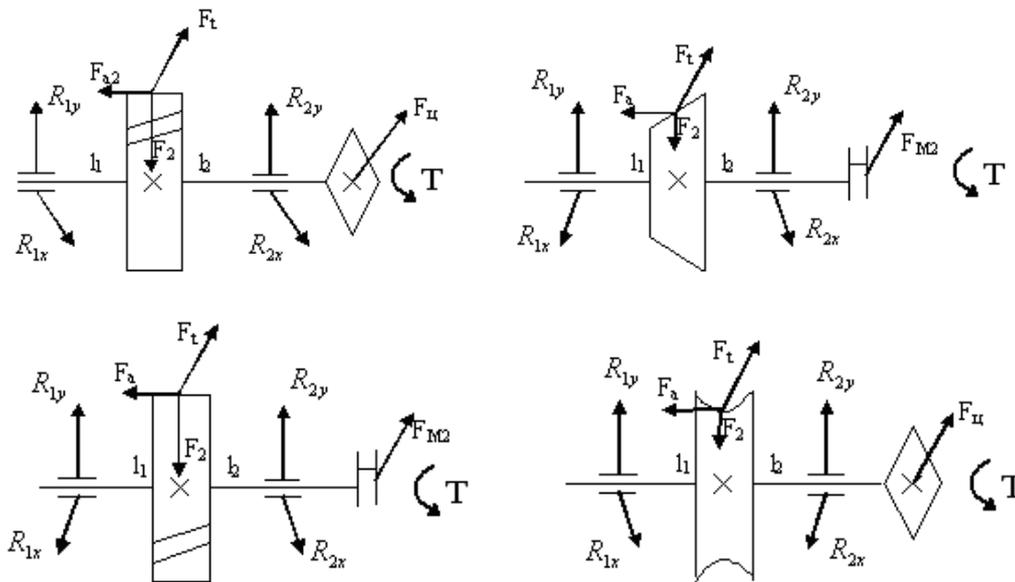


Рис. 8.10. Примеры расчетных схем

Опасное сечение

На расчетной схеме вала намечают несколько сечений и выявляют в них критерий напряженности:

$$\frac{K_{\sigma} \sqrt{M_u^2 + T^2}}{W_{\text{НЕТТО}}}$$

где  $K_{\sigma}$  – эффективный коэффициент концентрации напряженности в данном сечении;  
 $M_u$  и  $T$  – соответственно значение изгибающего и крутящего моментов (см. эпюру);  
 $W_{\text{НЕТТО}}$  – момент сопротивления (табл. 8.8)

Таблица 8.8

Осевые и полярные моменты сопротивления сечений, мм<sup>3</sup>

Сечение вала	$W_{\text{НЕТТО}}$	$W_{\rho \text{ НЕТТО}}$
1	2	3
<p>Круглое сплошное</p>	$0,1d^3$	$0,2d^3$
<p>Вал со шпоночной канавкой</p>	$0,1d^3 - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$	$0,2d^3 - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$
<p>Шлицевой вал</p>	$0,1 \cdot \frac{(d_a + d_f)^3}{2d}$	$0,2d_f^3$

1	2	3
	$\frac{\pi d_{f1}^3}{32}$	$\frac{\pi d_{f1}^3}{16}$

Опасным сечением будет то, где критерий напряженности достигнет максимального значения.

### Расчет на сопротивление усталости

Этот расчет является проверочным и учитывает совместное действие изгиба и кручения. Здесь учитываются влияние разновидностей цикла напряжений, размеров, формы и состояния поверхности, усталостные характеристики материала.

Расчет выполняют в форме проверки коэффициента  $S$  запаса прочности, минимально допускаемое значение которого принимают в диапазоне  $[S]=1,5 \div 2,5$ .

В установленном опасном сечении вычисляют коэффициент  $S$ :

$$S = S_\sigma \cdot S_\tau / \sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2} \geq [S],$$

где  $S_\sigma$  и  $S_\tau$  – коэффициенты по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям:

$$S_\sigma = \sigma_{-1D} / (\sigma_a + \Psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m),$$

$$S_\tau = \tau_{-1D} / (\tau_a + \Psi_{\tau D} \cdot \tau_m),$$

где  $\sigma_a$  и  $\tau_a$  – амплитуды напряжений цикла;

$\sigma_m$  и  $\tau_m$  – среднее напряжение циклов.

В расчетах валов принимают, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу:  $\sigma_a = \sigma_u$  и  $\sigma_m = 0$ , а касательные напряжения – по отнулевому циклу:

$$\tau_a = \tau_k / 2 \text{ и } \tau_m = \tau_k / 2.$$

Напряжения в опасном сечении определяют по формулам:

$$\sigma_a = \sigma_u = 10^3 M / W_{\text{НЕТТО}};$$

$$\tau_a = \tau_k / 2 = 10^3 T / 2W_{\rho\text{НЕТТО}},$$

где  $M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$  – результирующий изгибающий момент,  $H \cdot M$ ;

$T$  – крутящий момент,  $H \cdot M$ ;

$W_{\text{НЕТТО}}$  и  $W_{\rho\text{НЕТТО}}$  – моменты сопротивления сечения вала при изгибе и кручении,  $\text{мм}^3$  (табл. 8.8).

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D};$$

$$\tau_{-1D} = \tau_{-1} / K_{\tau D},$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения (см. табл. 8.7);

$K_{\sigma D}$  – коэффициент снижения предела выносливости.

Значения  $K_{\sigma d}$  и  $K_{\tau d}$  вычисляют по зависимостям:

$$K_{\sigma d} = (K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma} - 1) / K_V;$$

$$K_{\tau d} = (K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau} - 1) / K_V,$$

где  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений (см. табл. 8.12–8.14);  
 $K_{d\sigma}$  и  $K_{d\tau}$  – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл. 8.9);  
 $K_{F\sigma}$  и  $K_{F\tau}$  – коэффициенты влияния качества поверхности (табл. 8.10);  
 $K_V$  – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 8.11).

Для оценки концентрации напряжений в местах установки деталей с натягом используют отношения  $K_{\sigma} / K_{d\sigma}$  и  $K_{\tau} / K_{d\tau}$  (табл. 8.15).

При действии в расчетном сечении нескольких источников концентрации напряжений учитывают наиболее опасный из них (с наибольшим значением  $K_{\sigma d}$  и  $K_{\tau d}$ );

$\Psi_{\tau d}$  – коэффициент влияния асимметрии цикла для рассматриваемого сечения вала.

$$\Psi_{\tau d} = \Psi_{\tau} / K_{\tau d},$$

где  $\Psi_{\tau}$  – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений (см. табл. 8.7).

Таблица 8.9

**Коэффициенты влияния размеров поперечного сечения**

Напряженное состояние и материал	$K_{d\sigma} (K_{d\tau})$ при диаметре вала $d$ , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Кручение для всех сталей и изгиб для легированной стали	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

Таблица 8.10

**Коэффициенты влияния качества поверхности**

Вид механической обработки	Параметр шероховатости $R_a$ , мкм	$K_{F\sigma}$ при $\sigma_s$ , МПа		$K_{F\tau}$ при $\sigma_s$ , МПа	
		$\leq 700$	$>700$	$\leq 700$	$>700$
Шлифование тонкое	До 0,2	1	1	1	1
Обтачивание тонкое	0,2...0,8	0,999...0,93	0,99...0,91	0,99...0,96	0,99...0,95
Шлифование чистовое	0,8...1,6	0,93...0,89	0,91...0,86	0,96...0,94	0,95...0,92
Обтачивание чистовое	1,6...3,2	0,89...0,86	0,86...0,82	0,94...0,92	0,92...0,89

Таблица 8.11

**Коэффициенты влияния поверхностного упрочнения**

Вид упрочнения поверхности вала	Значения $K_V$ при		
	$K_{\sigma}=1,0$	$K_{\sigma}=1,1...1,5$	$K_{\sigma} \geq 1,8$
Закалка ТВЧ	1,3...1,6	1,6...1,7	2,4...2,8
Азотирование	1,15...1,25	1,3...1,9	2,0...3,0
Накатка роликом	1,2...1,4	1,5...1,7	1,8...2,2
Дробеструйный наклеп	1,1...1,3	1,4...1,5	1,6...2,5
Без упрочнения	1,0	1,0	1,0

Таблица 8.12

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений

t/r	r/d	$K_\sigma$ при $\sigma_e$ , МПа				$K_\tau$ при $\sigma_e$ , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,75	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,5

Таблица 8.13

$K_\sigma$  и  $K_\tau$  для шпоночных пазов

$\sigma_b$ , МПа	$K_\sigma$ при выполнении паза фрезой		$K_\tau$
	концевой	дисковой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,65	1,9	2,4

Таблица 8.14

$K_\sigma$  и  $K_\tau$  для шлицев и резьбы

$\sigma_b$ , МПа	$K_\sigma$ для		$K_\tau$ для шлицев		$K_\tau$ для резьбы
	шлицев	резьбы	прямобоочных	эвольвентных	
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,35
700	1,6	2,2	2,5	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

Таблица 8.15

Соотношения некоторых коэффициентов

Диаметр вала, d, мм	$K_\sigma / K_{d\sigma}$ при $\sigma_b$ , МПа				$K_\tau / K_{d\tau}$ при $\sigma_b$ , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,6	3,3	4,0	5,1	1,5	2,0	2,4	3,05
40	2,75	3,5	4,3	5,4	1,65	2,1	2,6	3,25
50	2,9	3,7	4,5	5,7	1,75	2,2	2,7	3,4
60	3,0	3,85	4,7	5,95	1,8	2,3	2,8	3,55
70	3,1	4,0	4,85	6,15	1,85	2,4	2,9	3,7
80	3,2	4,1	4,95	6,3	1,9	2,45	3,0	3,8
90	3,3	4,2	5,1	6,45	1,95	2,5	3,05	3,9

Пример расчета вала на прочность

На рисунке 8.11 показана конструкция выходного вала цилиндрического редуктора, а также расчетная схема и эпюра изгибающих  $M_u$  и крутящего  $T$  моментов. Силы в зацеплении:  $F_t=9600$  Н,  $F_r=3680$  Н,  $F_a=2400$  Н. Вал установлен на двух шариковых радиальных подшипниках 212 по ГОСТ 8338-75, на выходном конце со шпонкой установлена ступица муфты. Консольная сила, действующая на вал со стороны муфты,  $F_k=539$ Н.

Вал изготовлен из стали марки 45 со следующими механическими характеристиками (см. табл. 8.7):  $\sigma_b = 900$  МПа,  $\sigma_T = 650$  МПа,  $\tau_1 = 390$  МПа,  $\sigma_{-1} = 410$  МПа,  $\tau_{-1} = 230$  МПа,  $\psi_t = 0,1$ .

**Реакции опор**

Горизонтальные:

$$\Sigma M_2 = 0 \quad R_{1r} \cdot l - F_t \cdot l_1 = 0 \quad R_{1r} = \frac{F_t \cdot l_1}{l} = \frac{9600 + 0,06}{0,12} = 4800 \text{ Н}$$

$$\Sigma F_r = 0 \quad R_{2r} = F_t - R_{1r} = 9600 - 4800 = 4800 \text{ Н}$$

Вертикальные:

$$\Sigma M_2 = 0 \quad R_{1e} \cdot l - F_2 \cdot l_1 - F_a \cdot 0,5d_2 - F_k \cdot l_2 = 0$$

$$R_{1e} = \frac{-F_r \cdot l_1 + F_a \cdot 0,5d_2 + F_k \cdot l_2}{l} = \frac{3680 \cdot 0,06 - 2400 \cdot 0,5 \cdot 288 + 539 \cdot 0,048}{0,120} = 1250,6 \text{ Н}$$

$$-R_{1e} - F_r - F_k + R_{2e} = 0$$

$$R_{2e} = 1250,6 + 539 + 3680 = 5469,6 \text{ Н}$$

**Опасное сечение**

Намечаем на расчетной схеме несколько сечений (I-I; II-II; III-III) и по коэффициенту нагруженности определяем опасное сечение.

Сечение I-I:

$$\frac{K_\sigma \sqrt{M_u^2 + T^2}}{W_{\text{НЕТТО}}} = \frac{3,68 \sqrt{395,18^2 + 1382,4^2}}{0,1 \cdot 71^3} = 0,14,$$

где  $M_{u1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2}$  (см. эпюры),  $K_\sigma$  (табл 8.11–8.15),  $W_{\text{НЕТТО}}$  (см. табл. 8.8).

Сечение II-II:

$$\frac{K_\sigma \sqrt{M_u^2 + T^2}}{W_{\text{НЕТТО}}} = \frac{3,66 \sqrt{25,9^2 + 1382,4^2}}{0,1 \cdot 603^3} = 0,23,$$

где  $M_{u2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2}$ ,  $K_\sigma$  (табл. 8.11–8.15),  $W_{\text{НЕТТО}}$  (см. табл. 8.8).

Сечение III-III:

$$\frac{K_\sigma \sqrt{M_u^2 + T^2}}{W_{\text{НЕТТО}}} = \frac{2,2 \sqrt{0^2 + 1382,4^2}}{0,1 \cdot 56^2 - \frac{16 \cdot 6(56-6)^2}{2 \cdot 56}} = 0,19,$$

где  $M_{u3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2}$ ,  $K_\sigma$  (табл. 8.11–8.15),  $W_{\text{НЕТТО}}$  (см. табл. 8.8).

Таким образом, наиболее опасным сечением будет II-II.

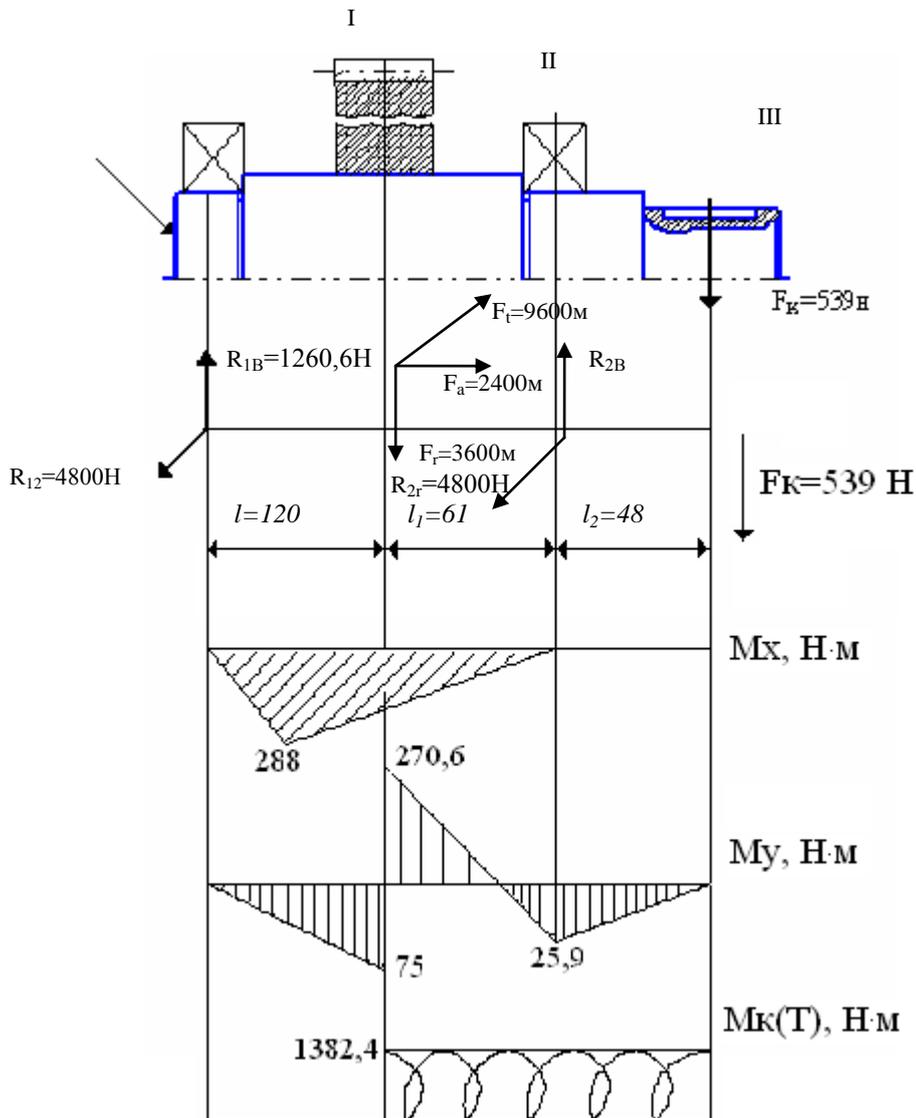


Рис. 8.11. Расчетная схема, эпюры изгибающих и крутящих моментов

Определим амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла.

$$\sigma_{a2} = \sigma_{u2} = \frac{10M_2}{W_2} = \frac{10^3 \cdot 25.9}{0.1 \cdot 60^3} = 1,22 \text{ МПа};$$

$$\tau_{a2} = \tau_{k2} / 2 = \frac{103 \cdot M_{k2}}{2W_k} = \frac{10^3 \cdot 1382.4}{2 \cdot 0.2 \cdot 60^3} = 16,3 \text{ МПа};$$

$$\tau_{m2} = \tau_{a2} = 16,3 \text{ МПа}.$$

Внутреннее кольцо подшипника установлено на валу с натягом. Поэтому концентратор напряжений – посадка с натягом. По таблице 8.15 имеем  $K_\sigma / K_{d\sigma} = 4,7$ ;  $K_\tau / K_{d\tau} = 2,8$ . Посадочную поверхность под подшипник принимаем с шероховатостью  $R_a = 1,25$  мкм,  $K_\sigma = 0,88$ ;  $K_{F\tau} = 0,935$  (см. табл. 8.11). Поверхность вала без упрочнений:  $K_V = 1$  (табл. 8.11).

Коэффициент снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma D} = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) / K_V = \left( 4,7 + \frac{1}{0,88} - 1 \right) / 1 = 4,84;$$

$$K_{\tau D} = \left( \frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) / K_V = \left( 2,8 + \frac{1}{0,935} - 1 \right) / 1 = 2,87.$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D} = \frac{410}{4,84} = 84,7 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1D} = \tau_{-1} / K_{\tau D} = \frac{230}{2,87} = 80,1 \text{ МПа}.$$

Коэффициент влияния асимметрии цикла:

$$\Psi_{\tau D} = \Psi_{\tau} / K_{\tau D} = 0,1 / 2,87 = 0,035.$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1D} / \sigma_{a2} = 84,7 / 1,22 = 69,4;$$

$$S_{\tau} = \tau_{-1D} / (\tau_{a2} + \Psi_{\tau D} \cdot \tau_{m2}) = 80,1 / (16,3 + 0,035 \cdot 16,3) = 4,75.$$

Коэффициент запаса прочности в рассматриваемом сечении:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{69,4 \cdot 4,75}{\sqrt{69,4^2 + 4,75^2}} = 4,75.$$

Таким образом, условие прочности  $S > [S]$  выполняется.

## 9. ВЫБОР РАЗМЕРОВ КОРПУСНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧ, КРЫШЕК И СТАКАНОВ ПОДШИПНИКОВ

Проектирование деталей машин, узлов и машины в целом, их конструирование после проведенных расчетов – процесс творческий, началом которого является курсовое проектирование по деталям машин, подъемно-транспортным машинам, дипломное проектирование.

В своей практической работе молодой инженер, основываясь на знаниях, приобретенных в вузе, развивает свои способности проектирования. Учитывая особенности работы сельскохозяйственных машин, инженеру часто приходится проектировать вышедшие из строя детали по эскизам и из имеющегося материала, не соответствующего заводскому.

По существу, весь изложенный в данном пособии материал посвящен основам расчета и проектированию передач, вследствие чего в этих разделах отражено только то, что не вошло в другие разделы пособия.

### *Крышки и стаканы подшипников*

Эти детали не рассчитывают на прочность, а их размеры принимают из конструктивных соображений, основываясь на опыте эксплуатации.

Стаканы под подшипники обычно выполняют литыми из чугуна СЧ, реже из стали.

Толщину стенки стаканов  $\delta$  выбирают в зависимости от внутреннего диаметра стакана  $D$  (наружного диаметра подшипника) из следующих значений:

$D$ , мм	До 52	52...50	80...120	120...170;
$\delta$ , мм	4...5	6...8	8...10	10...12,5.

Толщину упорного бурта принимают равной  $\delta$ , а толщину фланца –  $1,2 \delta$ . Диаметр  $d$  и число винтов  $z$  для крепления стакана выбирают также в зависимости от его диаметра  $D$ :

$D$ , мм	40...62	65...75	80...95	100...145	150...220;
$d$ , мм	6	8	8	10	12;
$z$	4	4	6	6	6.

Основные размеры привертных крышек подшипников: диаметр фланца  $D_\phi$ ; толщина стенки крышки  $\delta_1$ ; толщина фланца  $\delta_2$ .

Толщину стенки  $\delta_1$  принимают в зависимости от наружного диаметра подшипника  $D_n$ :

$D_n$ , мм	40...62	65...95	100...145	150...220;
$\delta_1$ , мм	5	6	7	8.

Диаметр фланца

$$D_\phi = D + (4 - 4,5) \cdot d .$$

Толщина фланца при креплении крышки любыми винтами

$$\delta_2 = 1,2 \cdot \delta_1 .$$

Толщина фланца при креплении крышки винтами с цилиндрическими головками высотой  $h$

$$\delta_2 = h + 0,8 \cdot \delta_1 ,$$

где  $h$  – высота головки винта, мм.

### *Корпусные детали и крышки редуктора*

Стенки литой корпусной детали должны быть по возможности одинаковой толщины. Чем больше размеры корпуса, тем толще должны быть его стенки. Ниже приведены реко-

мендуемые значения толщины  $\delta_3$  стенок корпуса для чугуновых отливок в зависимости от его приведенного габаритного размера  $N$ :

$N$ , мм	0,4	0,75	1	1,5	1,8;	
$\delta_3$ , мм	6	8	10	12	14	16.

Приведенный габаритный размер корпуса:

$$N = (2L + B + H_1) / 4,$$

где  $L$  – длина корпуса, м;  
 $B$  – ширина корпуса, м;  
 $H_1$  – высота корпуса, м.

Толщину стенок, отвечающим требованиям технологии литья и необходимой жесткости корпуса, можно определить по формуле:

$$\delta_3 = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot T} \geq 6 \text{ мм},$$

где  $T$  – вращающий момент на тихоходном валу, Н·м.

Толщину наружных ребер жесткости и их основания принимают равной  $(0,9-1) \delta_3$ , а внутренних ребер жесткости –  $0,8 \cdot \delta_3$ .

Для крепления корпуса к раме в опорной поверхности делают фланцы толщиной  $g=2 \delta_3$ .

Внутренние размеры корпуса определяют с учетом зазоров между колесами и корпусом (крышкой корпуса).

Зазор между боковыми стенками корпуса (крышки) и наружным диаметром колеса тихоходной ступени рассчитывают по формуле:

$$a = \sqrt[3]{L} + (2-3) \text{ мм},$$

где  $L$  – ориентировочная длина корпуса, мм.

Зазор между днищем и наружным диаметром колеса

$$b_0 \geq 6m,$$

где  $m$  – модуль тихоходной ступени, мм.

Зазор между торцевыми поверхностями колес и шестерен

$$c = 2m.$$

В соосных редукторах зазор между торцами шестерен и колес

$$b_1 = 0,1 \cdot b,$$

где  $b$  – ширина зубчатых колес, мм.

Крышку редуктора крепят к корпусу винтами или болтами, диаметр  $d$  которых и диаметр отверстия  $d_0$  под них принимают в зависимости от межосевого расстояния  $a_w$  тихоходной ступени редуктора:

$a_w$ , мм	До 160	160...220	220...280	280...350;
$d$ , мм	M12	M14	M16	M18;
$d_0$ , мм	13	15	18	20.

Диаметр винтов (болтов) можно определить по формуле

$$d = \sqrt[3]{T} \geq 10 \text{ мм},$$

где  $T$  – максимальное значение длительно действующего крутящего момента на тихоходном валу, Н·м.

Шаг установки винтов (болтов), мм:

$$l_g = (12 - 15) \cdot d.$$

Ширину фланца К принимают такой, чтобы на ней свободно размещалась гайка или шестигранная головка болта и свободно поворачивался гаечный ключ на угол  $\geq 60^\circ$ .

При креплении болтами  $K = 2,7d$ .

При креплении винтами  $K = (2,1 - 2,2) \cdot d$ .

Оси винтов (болтов) располагают от кромки фланца крышки на расстоянии

$$C_g = 0,5K.$$

Толщины фланцев  $b_{кр}$  крышки и корпуса  $b_{кор}$  определяют по выражениям

$$b_{кр} = 1,5 \cdot \delta_1; \quad b_{кор} = 1,5 \cdot \delta_3,$$

где  $\delta_1 = 0,9 \cdot \delta$  – толщина стенки крышки, мм.

Диаметр штифтов, фиксирующих крышку относительно корпуса при обработке и сборке,

$$d_{ш} = (0,7 - 0,8) \cdot d.$$

Расчетное значение  $d_{ш}$  согласовывают с ГОСТ 3128-70 (для цилиндрических штифтов) и ГОСТ 3129-70 (для конических штифтов). По этим же стандартам выбирают длину штифтов  $l_{ш}$ , которая должна быть не более суммы толщин фланцев корпуса и крышки, то есть

$$l_{ш} \approx b_{кр} + b_{кор}.$$

Диаметр прилива для подшипникового гнезда принимают в зависимости от диаметра фланца  $D_\phi$  крышки:

$$D_n = D_\phi + (4 \dots 5) \text{ мм}.$$

Длина прилива подшипникового гнезда зависит от ширины подшипника, маслоотгонной шайбы и части крышки подшипника, входящей в подшипниковое гнездо. Поэтому длина приливов у разных валов будет различна. Если же крышка подшипника врезная, то при определении длины прилива учитывают всю ширину крышки.

Эти размеры проще всего определять при эскизном проектировании редуктора.

Диаметр  $d_\phi$  и число  $n$  винтов (болтов) крепления редуктора к раме принимают в зависимости от межосевого расстояния  $a$  по таблице 9.1.

Таблица 9.1

Размеры фундаментальных болтов

Тип редуктора	$a$ , мм	$d_\phi$ , мм	$n$
Одноступенчатый	100...150	M14	4
	200...250	M16	4
Двухступенчатый	250...300	M16	4
	400	M20	6
Трехступенчатый	400...500	M20	6
	600	M24	8

### Смазочные устройства

В тракторах, автомобилях и сельскохозяйственных машинах применяют циркуляционную и картерную смазочные системы, а также периодически смазывают менее ответственные механизмы.

Циркуляционную смазочную систему, когда к трущимся поверхностям непрерывно подается свежее профильтрованное масло, применяют для смазывания кривошипно-шатунной системы и кулачковых валов привода клапанов двигателей внутреннего сгорания.

Картерная смазочная система обеспечивает погружение венцов зубчатых колес в масло (коробки перемены передач, главные и бортовые передачи, редуктора). Глубина погружения

## Выбор размеров корпусных элементов передач

быстроходной шестерни (колеса) может быть до 5 модулей зацепления, но не менее высоты зуба.

Подшипники коробок перемены передач, редукторов, главных и бортовых передач смазываются разбрызгиванием масла.

Периодическое смазывание подшипников ступиц автомобилей, тракторов, сельхозмашин и других механизмов заключается, как правило, в закладывании с помощью шприца консистентной смазки при сборке или периодическом обслуживании.

### Смазочные материалы

Таблица 9.2

#### Нефтяные смазочные материалы

Марка масел	Вязкость $\nu \cdot 10^6 \text{ м}^2 / \text{с}$ при 50°C	Температура застывания, °C	Марка масел	Вязкость $\nu \cdot 10^6 \text{ м}^2 / \text{с}$ при 50°C	Температура застывания, °C
Индустриальные (ГОСТ 20799-75)			Турбинные:		
Н-5А	4–5	-25	Т22	20–23	-15
Н-8А	6–8	-20	Т30	28–32	-10
Н-12А	10–14	-30	Т46	44–48	-10
Н-20А	17–23	-15	Т57	55–59	-10
Н-25А	24–27	-15	Авиационные:		
Н-30А	28–33	-15	МС-14	92(14)	-30
Н-40А	35–45	-15	МС-20	101(20,5)	-18
Н-50А	47–55	-15	МС-22	192(22)	-14
Н-70А	65–75	-10	МС-20С	-(20)	18
Н-100А	90–118	-10			

Таблица 9.3

#### Пластичные смазочные материалы

Смазочный материал	ГОСТ	Температурный предел, °C	Область применения
Солидол жировой УС-2	1033-79	(-25)-(+65)	Узлы трения скольжения и качения
Солидол синтетический	43-66-76	(-20)-(+65)	Заменитель УС-2
Смазка жировая 1-13	1631-61	(-20)-(+100)	Подшипники качения
ЦИАТИМ 201	6267-74	(-60)-(+90)	Приборы и механизмы, при низких температурах
ЦИАТИМ 202	11110-75	(-50)-(+120)	Подшипники качения
ЦИАТИМ 203	8773-73	(-50)-(+90)	Механизмы, работающие при высоких удельных нагрузках

## 10. РАЗМЕРЫ И ИХ ПРЕДЕЛЬНЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ

На чертеже должно быть задано минимальное число размеров, но достаточное для изготовления и контроля изделия.

Каждый размер на чертеже следует приводить лишь один раз. Размеры, относящиеся к одному конструктивному элементу, следует группировать в одном месте.

Размеры, приводимые на чертежах деталей, условно делят на:

- функциональные, определяющие качественные показатели изделия;
- свободные (размеры несопряженных поверхностей);
- справочные, не подлежащие выполнению по данному чертежу. Справочные размеры отмечают звездочкой и в технических требованиях делают запись: «\*Размеры для справок».

Для всех размеров, нанесенных на чертеже (кроме справочных), указывают предельные отклонения в миллиметрах. Допускается не указывать предельные отклонения на размерах, определяющих зоны различной шероховатости и различной точности одной и той же поверхности или номинального размера.

Предельные отклонения многократно повторяющихся размеров относительно низкой точности и свободных размеров на изображении детали не наносят, а указывают в технических требованиях общей записью:

«Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий H14, валов h14, прочих  $\pm IT 14/2$ » или «Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий  $+t2$ , валов  $-t2$ , прочих  $\pm t2/2$  по ГОСТ 25670-83».

Предельные отклонения линейных размеров указывают по одному из следующих трех способов:

- условными обозначениями полей допусков, например,  $\varnothing 63 H7$ ;
- числовыми значениями предельных отклонений, например,  $\varnothing 63^{+0,030}$ ;
- условными обозначениями полей допусков с указанием справа в скобках числовых значений предельных отклонений, например,  $\varnothing 63 H7 \left( \begin{matrix} +0,030 \\ 0,00 \end{matrix} \right)$ .

Ниже, в таблицах 10.1–10.3 приведены предельные отклонения основных отверстий и валов в посадках в системе отверстия (ГОСТ 25347-82), а в таблице 10.4 – в системе вала.

Таблица 10.1

**Система отверстия**  
**Предельные отклонения (мкм) основных отверстий при размерах от 1 до 120 мм**

Интервал размеров, мм	Поле допуска								
	H4	H5	H6	$\boxed{H7}$	$\boxed{H8}$	H9	H10	$\boxed{H11}$	H12
1...3	+3	+4	+6	+10	+14	+25	+40	+60	+100
3...6	+4	+5	+8	+12	+18	+30	+48	+75	+120
6...10	+4	+6	+9	+15	+22	+36	+58	+90	+150
10...18	+5	+8	+11	+18	+27	+43	+70	+110	+180
18...30	+6	+9	+13	+21	+33	+52	+84	+130	+210
30...50	+7	+11	+16	+25	+39	+62	+100	+160	+250
50...80	+8	+13	+19	+30	+46	+74	+120	+190	+300
80...120	+10	+15	+22	+35	+54	+87	+140	+200	+350

Примечание. 1. Нижние отклонения равны 0; 2.  $\square$  – предпочтительные поля допусков.

Система отверстия  
Предельные отклонения (мкм) валов с размерами от 1 до 120 мм

Интервал размеров, мм	Поле допуска										
	f6	q6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3...6	-10	-4	+0	+4	+9	+12	+16	+20	+23	+27	—
	-18	-12	-8	-4	+1	+4	+8	+12	+15	+19	—
6...10	-13	-5	0	+4.5	+10	+15	+19	+24	+28	+32	—
	-22	-14	-9	-4.5	+1	+6	+10	+15	+19	+23	—
10...18	-16	-6	0	+5.5	+12	+18	+23	+29	+34	+39	—
	-27	-17	-11	-5.5	+1	+7	+12	+18	+23	+28	—
18...24	-20	-7	0	+6.5	+15	+21	+28	+35	+41	+48	—
24...30	-33	-20	-13	-6.5	+2	+8	+15	+22	+28	+35	+54
											+41
30...40	-25	-9	0	+8	+18	+25	+33	+42	+50	+59	+64
											+48
40...50	-41	-25	-16	-8	+2	+9	+17	+26	+34	+43	+70
											+54
50...65	-30	-10	0	+9.5	+21	+30	+39	+51	+60	+72	+85
									+41	+53	+66
65...80	-49	-29	-19	-9.5	+2	+11	+20	+32	+62	+78	+94
									+43	+59	+75
80...100	-36	-12	0	+11.0	+25	+35	+45	+59	+73	+93	+113
									+51	+71	+91
100...120	-58	-34	-22	-11.0	+3	+13	+23	+37	+76	+101	+126
									+54	+79	+104

Продолжение табл.10.2

Интервал размеров, мм	Поле допуска, мкм									
	e7	f7	h7	js7	k7	m7	n7	s7	u7	
13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
3...6	-20	-10	0	+6	+13	+16	+20	+31	+35	
	-32	-22	-12	-6	+1	+4	+8	+19	+23	
6...10	-25	-13	0	+7	+16	+21	+25	+38	+43	
	-40	-28	-15	-7	+1	+6	+10	+23	+28	
10...18	-32	-16	0	+9	+19	+25	+30	+46	+51	
	-50	-34	-18	-9	+1	+7	+12	+28	+33	
18...24	-40	-20	0	+10	+23	+29	+36	+56		+62
										+41
24...30	-61	-41	-21	-10	+2	+8	+15	+35		+69
										+48
30...40	-50	-25	0	+12	+27	+34	+42	+68		+85
										+60
40...50	-75	-50	-25	-12	+2	+9	+17	+43		+95
										+70
50...65	-60	-30	0	+15	+32	+41	+50	+83	+117	
								+53	+87	
65...80	-90	-60	-30	-15	+2	+11	+20	+89	+132	
								+59	+102	
80...100	-72	-36	0	+17	+38	+48	+58	+106	+159	
								+71	+124	
100...120	-107	-71	-35	-17	+3	+13	+23	+114	+179	
								+79	+114	

Интервал размеров, мм	Поле допуска, мкм											
	c8	d8	$e_8$	f8	$h_8$	u8	x8	z8	$d_9$	e9	f9	$h_9$
23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
3...6	-70	-30	-20	-10	0	+41	+46	+53	-30	-20	-10	0
	-88	-48	-38	-28	-18	+23	+28	+35	-60	-50	-40	-30
6...10	-80	-40	-25	-13	0	+50	+56	+64	-40	-25	-13	0
	-102	-62	-47	-35	-22	+28	+34	+42	-76	-61	-49	-36
10...14	-95	-50	-32	-16	0	+60	+67	+77	-50	-32	-16	0
								+40	+50			
14...18	-122	-77	-59	-43	-27	+33	+72	+87	-93	-75	-59	-43
								+45	+60			
18...24	-110	-65	-40	-20	0	+74	+87	+106	-65	-40	-20	0
								+41				
24...30	-143	-98	-73	-53	-33	+81	+97	+121	-117	-92	-72	-52
								+48				
30...40	-120	-80	-50	-25	0	+99	+119	+151	-80	-50	-25	0
	-159							+60				
40...50	-130	-119	-89	-64	-39	+109	+136	+175	-142	-112	-87	-62
	-169							+70				
50...65	-140	-100	-60	-30	0	+133	+168	+218	-100	-60	-30	0
	-186							+87				
65...80	-150	-146	-106	-76	-46	+148	+192	+256	-174	-134	-104	-74
	-196							+102				
80...100	-170	-120	-72	-36	0	+178	+232	+312	-120	-72	-36	0
	-224							+124				
100...120	-180	-174	-126	-90	-54	+198	+264	+364	-207	-159	-123	-87
	-234							+144				

Интервал размеров, мм	Поле допуска, мкм									
	d10	h10	a10	b11	c11	$d_{11}$	$h_{11}$	b12	h12	
36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	
3...6	-30	0	-270	-140	-70	-390	0	-140	0	
	-78	-48	-345	-215	-145	-105	-75	-260	-120	
6...10	-40	0	-280	-150	-80	-40	-150	0	-150	
	-98	-58	-370	-240	-170	-130	-90	-300		
10...18	-50	0	-290	-150	-95	-50	0	-150	0	
	-120	-70	-400	-260	-205	-160	-110	-330	-180	
18...30	-65	0	-300	-160	-110	-65	0	-160	0	
	-149	-84	-430	-290	-240	-195	-130	-370	-210	
30...40	-80	0	-310	-170	-120	-80	0	-170	0	
			-470	-330	-280			-420		
40...50	-180	-100	-320	-180	-130	-240	-160	-180	-250	
			-480	-340	-290			-430		
50...65	-100	0	-340	-190	-140	-100	0	-190	0	
			-530	-380	-330			-490		
65...80	-220	-120	-360	-220	-150	-190	-190	-200	-300	
			-550	-390	-340			-500		
80...100	-120	0	-380	-220	-170	-120	0	-220	0	
			-600	-440	-390			-570		
100...120	-260	-140	-410	-240	-180	-340	-220	-240	-350	
			-630	-460	-400			-590		

Примечание. □ – предпочтительные поля допусков. В таблицах 10.1–10.2 интервалы размеров следует читать так: первая цифра – свыше, вторая цифра – включительно.

Система отверстия  
Рекомендуемые посадки по ГОСТ 25347–82

Основное поле допуска отверстия	Основное поле допуска валов																		
	a	b	c	d	e	f	g	h	j <sub>s</sub>	k	m	n	p	r	s	t	u	x	z
	Посадки																		
	с зазором						переходные						с натягом						
H5	$\frac{H5}{g4} \frac{H5}{h5} \frac{H5}{j_s4} \frac{H5}{k4} \frac{H5}{m4} \frac{H5}{n4}$																		
H6	$\frac{H6}{f6} \frac{H6}{g5} \frac{H6}{h5} \frac{H6}{j_s5} \frac{H6}{k5} \frac{H6}{m5} \frac{H6}{n5} \frac{H6}{p5} \frac{H6}{r5} \frac{H6}{s5}$																		
H7	$\frac{H7}{c8} \frac{H7}{d8} \frac{H7}{e7} \frac{H7}{f7} \frac{H7}{g6} \frac{H7}{h6} \frac{H7}{j_s6} \frac{H7}{k6} \frac{H7}{m6} \frac{H7}{n6} \frac{H7}{p6} \frac{H7}{r6} \frac{H7}{s6} \frac{H7}{t6} \frac{H7}{u7}$																		
H8	$\frac{H7}{e8} \frac{H7}{s7}$																		
H8	$\frac{H8}{c8} \frac{H8}{d8} \frac{H8}{e8} \frac{H8}{f7} \frac{H8}{h7} \frac{H8}{j_s7} \frac{H8}{k7} \frac{H8}{m7} \frac{H8}{n7} \frac{H8}{s7} \frac{H8}{u8} \frac{H8}{x8} \frac{H8}{z8}$																		
H8	$\frac{H8}{d9} \frac{H8}{e9} \frac{H8}{f8} \frac{H8}{h8} \frac{H8}{f9} \frac{H8}{h9}$																		
H9	$\frac{H9}{d9} \frac{H9}{e8} \frac{H9}{f8}; \frac{H9}{h8}; \frac{H9}{e9} \frac{H9}{f9} \frac{H9}{h9}$																		
H10	$\frac{H10}{d10} \frac{H9}{h9}; \frac{H10}{h10}$																		
H11	$\frac{H11}{a11} \frac{H11}{b11} \frac{H9}{c11} \frac{H9}{d11} \frac{H11}{h11}$																		
H12	$\frac{H12}{b12} \frac{H12}{h12}$																		

Система вала. Рекомендуемые посадки по ГОСТ 25347–82

Основное поле допуска вала	Основное поле допуска валов																	
	A	B	C	D	E	F	G	H	J <sub>s</sub>	K	M	N	P	R	S	T	U	
h4	$\frac{G5}{h4} \frac{H5}{h4} \frac{j_s5}{h4} \frac{K5}{h4} \frac{M5}{h4} \frac{N5}{h4}$																	
h5	$\frac{G6}{h5} \frac{H6}{h5} \frac{j_s6}{h5} \frac{K6}{h5} \frac{M6}{h5} \frac{N6}{h5} \frac{P6}{h5}$																	
h6	$\frac{D8}{h6}$	$\frac{E8}{h6}$	$\frac{F7}{h6}$	$\frac{G7}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{j_s7}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{M7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{R7}{h6}$	$\frac{S7}{h6}$	$\frac{T7}{h6}$					
	$\frac{F8}{h6}$																	
h7	$\frac{D8}{h7}$	$\frac{E8}{h7}$	$\frac{F8}{h7}$					$\frac{H8}{h7}$	$\frac{j_s8}{h7}$	$\frac{K8}{h7}$	$\frac{M8}{h7}$	$\frac{N8}{h7}$						
	$\frac{E7}{h7}$																	
h8	$\frac{D8}{h8}$	$\frac{E8}{h8}$	$\frac{F8}{h8}$					$\frac{H8}{h8}$										
	$\frac{D9}{h8}$	$\frac{E9}{h8}$	$\frac{F9}{h8}$					$\frac{H9}{h8}$										
h9	$\frac{D9}{h9}$	$\frac{E9}{h9}$	$\frac{F9}{h9}$					$\frac{H9}{h9}$	$\frac{H10}{h9}$									
	$\frac{D10}{h9}$																	
h10							$\frac{D10}{h10}$											
							$\frac{H10}{h10}$											
h11	$\frac{A11}{h11}$	$\frac{B11}{h11}$	$\frac{D11}{h11}$					$\frac{H11}{h11}$										
h12							$\frac{B12}{h12}$											
							$\frac{H12}{h12}$											

На сборочных чертежах применяют все три способа задания размеров, но для сопрягаемых деталей указывают предельные отклонения на обе детали (например,  $\varnothing 40 \frac{F8}{h6}$ ,  $\varnothing 40 \frac{+0,02}{-0,01}$ ,

$$\varnothing 40 \frac{F8}{h6} \left( \begin{array}{c} +0,02 \\ -0,01 \end{array} \right).$$

### Области применения посадок

Посадки рекомендуется выбирать с учетом рекомендаций таблицы 10.5, в которой приведены области применения наиболее характерных посадок сопрягаемых деталей.

Области применения посадок

Посадка	Пример применения
<i>Посадка с зазором</i>	
H7/h6	Сменные зубчатые колеса на валах станков, корпусов под подшипники качения
H8/h7, H8/h9, H9/h8, H9/h9	Шкивы, муфты, зубчатые колеса со шпонками, подшипники качения, фланцевые соединения
H10/h9, H10/h10, H11/h11, H12/h12	Центрирование фланцев и крышек, крышки насосов, крышки сальников в корпусах, звездочки тяговых цепей
H5/g4, H5/g5, H5/g6	Клапаны в клапанной коробке, поршни в цилиндрах, передвижные шестерни на валах коробок передач
H7/f7	Подшипники скольжения в коробках передач, подшипники зубчатых колес и шкивов, свободно вращающиеся на осях, коренные подшипники двигателей внутреннего сгорания и поршневых компрессоров
H8/f7, H8/f8, H8/f9, H9/f8, H9/f9	Центрирование крышек цилиндров, подшипники скольжения, работающие при жидкостном или полужидкостном трении
H8/e8	Опоры валов центробежных насосов, коренные шейки коленчатых валов
H8/e9, H9/e8, H9/e9	Подшипники скольжения неответственных механизмов
H8/d9, H9/d9	Приводные валы в подшипниках качения
<i>Посадки с натягом</i>	
H7/u7, H8/u8	Седло клапана в головке блока двигателей внутреннего сгорания
H7/r6, H7/s6	Бронзовые венцы на ступицах, запорные кольца полуосей легковых автомобилей
H7/p6	Тонкостенные втулки с корпусами, установочные кольца на валу электродвигателя
<i>Переходные посадки</i>	
H7/j <sub>s</sub> 6	Сменные зубчатые колеса на валах, съемные шкивы и муфты
H7/k6	Соединение зубчатых колес, звездочек, шкивов, муфт с валами

В таблицах стандартов отклонения указывают в микрометрах, а на чертежах у номинальных размеров – в миллиметрах. В случае равенства верхнего и нижнего отклонений принята следующая форма записи, например,  $10 \pm 0,02$ .

**Предельные отклонения формы и расположения поверхностей деталей на чертежах**

Предельные отклонения формы и расположения поверхностей деталей указывают на чертежах посредством условных обозначений или текстом в технических требованиях. Условные обозначения отклонений формы и расположения поверхностей приведены в таблице 10.6.

Данные о предельных отклонениях формы и расположения поверхностей указывают в прямоугольной рамке, разделенной на две или три части, в которых помещают: в первой – знак отклонения, во второй – предельные отклонения в миллиметрах, в третьей – буквенные обозначения базы или другой поверхности, к которой относится отклонение расположения; если баз несколько, то вписывают все их обозначения.

Примеры условного обозначения отклонений формы и расположения поверхностей даны на рисунке 10.1, а, ж. Если необходимо одновременно назначить отклонения на всей длине поверхности и на заданной длине, то отклонение на заданной длине указывают под отклонением на всей длине (рис. 10.1, в). Рамку с данными о предельных отклонениях формы или расположения поверхностей соединяют с элементом, к которому относится предельное отклонение, прямой или ломаной линией, заканчивающейся стрелкой.

Рамку с данными о предельных отклонениях расположения поверхностей соединяют также с базой прямой или ломаной линией, заканчивающейся зачерненным треугольником, как это показано на рисунке 10.1, з. Если соединение рамки с базой или другой поверхностью, к которой относится отклонение расположения, затруднено или затемняет чертеж, то поверхность

обозначают прописной буквой, вписываемой в третью часть рамки. Эту же букву вписывают в квадратную рамку, которую соединяют с обозначаемой поверхностью линией, заканчивающейся зачерненным треугольником, если обозначают базу (рис. 10.1, а) или стрелкой, если обозначают поверхность, не являющуюся базой (см. рис. 10.1, б).

Таблица 10.6

**Условные обозначения отклонений формы и расположения поверхностей**

Отклонение формы	Знак	Отклонение взаимного расположения поверхностей	Знак
Неплоскостность		Непараллельность	//
Непрямолинейность		Неперпендикулярность	⊥
Нецилиндричность		Несоосность	
Некруглость	○	Радиальное и торцовое биения	
Отклонения профиля продольного сечения цилиндрической поверхности	=	Непересечение осей	×
		Несимметричность	÷
		Смещение осей от номинального расположения	+

Наряду с рассмотренными условными обозначениями отклонений формы и расположения поверхностей допускается указывать их текстом в технических требованиях. В этом случае текст должен содержать: наименование отклонения; указание поверхности (или другого элемента), для которой задается предельное отклонение (для этого используют буквенное обозначение поверхности или конструктивное наименование, определяющее поверхность); предельное отклонение в миллиметрах.

Для отклонений расположения дополнительно указывают базы, относительно которых задается отклонение (рис. 10.1, д). На рисунке 10.1, е дан пример условного обозначения отклонения от плоскостности, а на рисунке 10.1, ж – его указание посредством текста.

Рекомендуемые отклонения формы и расположения поверхностей приведены в таблице 10.7.

ГОСТ 24643-81 устанавливает предельные отклонения формы и расположения поверхностей в зависимости от степени точности (табл. 10.7), то есть от 1 до 12. В машиностроении применяют степень точности от 3-й до 12-й.

Таблица 10.7

**Предельные отклонения (мкм) формы и расположения поверхностей**

Номинальные размеры, мм	Степень точности							
	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Отклонение формы цилиндрических поверхностей</i>								
6...18	1,2	2	3	5	8	12	20	30
18...50	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
50...120	2	3	5	8	12	20	30	50
120...260	2,5	4	6	10	16	25	40	60
<i>Отклонение от плоскости и прямолинейности</i>								
10...25	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25
25...60	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
60...160	2,5	4	6	10	16	25	40	60
160...400	4	6	10	16	25	40	60	100
<i>Отклонение от параллельности, перпендикулярности и торцовое биение</i>								
10...25	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
25...60	2,5	4	6	10	16	25	40	60
60...160	4	6	10	16	25	40	60	100
160...400	6	10	16	25	40	60	100	160

1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Радиальное биение</i>								
6...18	4	6	10	16	25	40	60	100
18...50	5	8	12	20	30	50	80	120
50...120	6	10	16	25	40	60	100	160
120...260	8	12	20	30	50	80	120	200

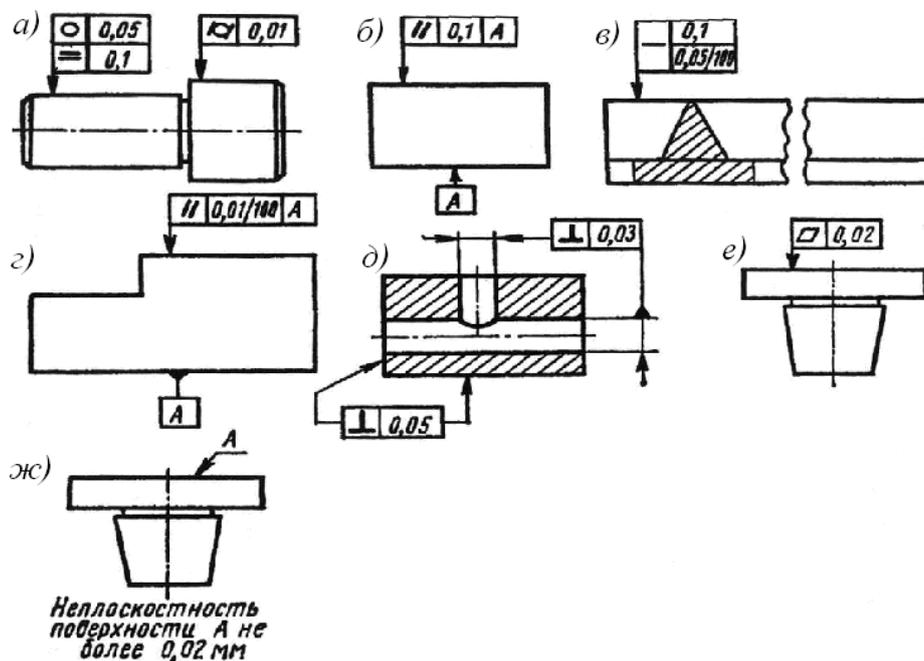


Рис. 10.1. Примеры обозначений отклонений формы и расположения поверхностей

Рекомендуемые степени точности поверхностей для деталей машин и приборов с особо высокими требованиями к точности и прочности (подшипники, плунжерные пары) – 3, 4; для станков нормальной точности и деталей, работающих в тяжелых режимах (высокие нагрузки, скорости), – 5, 6; для деталей машин и приборов средней точности, работающих в средних и легких режимах, – 7, 8; для малоответственных поверхностей, вспомогательных и ручных механизмов – 9, 10.

## 11. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И ЗАПАСЫ ПРОЧНОСТИ

При расчете деталей машин на прочность приходится сравнивать фактические напряжения, возникающие в сечении с некоторыми допускаемыми напряжениями, рассчитанными для данного материала и вида нагружения, то есть

$$\sigma_{\text{ф}} \leq [\sigma],$$

где  $\sigma_{\text{ф}}$  – фактически действующее напряжение;  
 $[\sigma]$  – допускаемое напряжение.

Для определения допускаемых напряжений в машиностроении применяют дифференцированный и табличный методы.

### *Дифференцированный метод*

При определении допускаемых напряжений и запасов прочности учитываются надежность материала, степень ответственности детали, точность расчетных схем, действующие нагрузки и другие факторы, определяющие условия работы деталей.

Допускаемые нормальные  $[\sigma]$  и касательные  $[\tau]$  напряжения при статических нагрузках рассчитывают по формулам:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{max}}}{[S]};$$

$$[\tau] = \frac{\tau_{\text{max}}}{[S]},$$

где  $\sigma_{\text{max}}$  и  $\tau_{\text{max}}$  – соответственно предельные нормальные и касательные напряжения, при достижении которых рассчитываемая деталь выходит из строя из-за недопустимо большой остаточной деформации или разрушения;  $[S]$  – нормированный коэффициент безопасности (запас прочности).

При постоянных нагрузках в качестве предельных напряжений  $\sigma_{\text{max}}$  и  $\tau_{\text{max}}$  для деталей машин из пластических материалов принимают пределы текучести  $\sigma_{\text{T}}$  и  $\tau_{\text{T}}$ , а из хрупких материалов – предел прочности (временное сопротивление)  $\sigma_{\text{в}}$  и  $\tau_{\text{в}}$ .

Допускаемый коэффициент запаса прочности:

$$[S] = [S_1] [S_2] [S_3],$$

где  $[S_1]$  – коэффициент, учитывающий точность расчетной схемы (при высокой точности – 1; средней – 1,2; ниже средней точности – 1,6);

$[S_2]$  – коэффициент, учитывающий качество материала (стальные детали из проката обыкновенного качества 1,5–1,8; из высококачественных сталей 1,05–1,3);

$[S_3]$  – коэффициент безопасности (для простых недорогих деталей – 1; для дорогостоящих и повышенной надежности – 1,5).

При переменных нагрузках в качестве предельных напряжений для деталей из любых материалов принимают соответственно пределы выносливости  $\sigma_{-1}$  при изгибе,  $\sigma_{-1p}$  при растяжении и  $\tau_{-1}$  при кручении.

В случае симметричного цикла напряжений расчетный коэффициент запаса прочности:

при растяжении или сжатии:

$$S_{\text{оп}} = \frac{K_d \cdot K_v \cdot \sigma_{-1p}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_p};$$

при изгибе:

$$S_{\sigma} = \frac{K_d \cdot K_v \cdot \sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_u};$$

при кручении

$$S_{\tau} = \frac{K_d \cdot K_v \cdot \tau_{-1}}{K_{\tau} \cdot \tau_m},$$

где  $K_d$  – масштабный коэффициент;  
 $K_v$  – коэффициент поверхностного упрочнения;  
 $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости при симметричном цикле напряжений;  
 $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;  
 $\sigma_u$  и  $\tau_m$  – максимальные изгибающие и касательные напряжения.  
 При сложном напряженном состоянии для любых циклов напряжений

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}.$$

Значения коэффициентов  $K_{\sigma}$ ,  $K_{\tau}$ ,  $K_v$  и  $K_d$  приведены в табл. 11.1–11.3.

Таблица 11.1

**Значения коэффициентов  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$**

Место концентрации напряжений в детали	$K_{\sigma}$		$K_{\tau}$	
	при $\sigma_B$ , МПа			
	$\leq 700$	$\geq 1000$	$\leq 700$	$\geq 1000$
Галтель				
при $r/d=0,02$	2,5	3,5	1,8	2,1
0,06	1,85	2,0	1,4	1,53
0,1(в случае $D/d = 1,25-2$ )	1,6	1,64	1,25	1,35
Выточка при $t = r$ и $r/d = 0,02$	1,9	2,35	1,4	1,7
0,06	1,8	2,0	1,35	1,65
0,1	1,7	1,85	1,25	1,5
Поперечное отверстие при $d_0/d = 0,05-0,25$	1,9	2,0	1,75	2,0
Шпоночная канавка	1,7	2,0	1,4	1,7
Шлицы	При расчете по внутреннему диаметру $K_{\sigma}=K_{\tau}=1$			
Посадка с напрессовкой при $p \geq 20$ МПа	2,4	3,6	1,8	2,5
Резьба	1,8	2,4	1,2	1,5

*Примечание: r – радиус галтели (выточки); d и D – диаметры частей вала, примыкающих к галтели; t – глубина выточки; d<sub>0</sub> – диаметр поперечного отверстия.*

Таблица 11.2

**Значения коэффициента  $K_d$**

Вид деформации	Диаметр вала d, мм							
	15	20	30	40	50	70	100	200
Изгиб углеродистой стали	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
Изгиб высокопрочной легированной стали и кручение всех сталей	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Значения коэффициента  $K_\sigma$

Вид поверхностной обработки	Предел прочности сердцевины $\sigma_B$ , МПа	Валы		
		гладкие	с малой концентрацией напряжений $K_\sigma = 1,5$	с большой концентрацией напряжений $K_\sigma = 1,8-2$
Закалка с нагревом	600–800	1,5–1,7	1,6–1,7	2,4–2,8
ТВЧ	800–1000	1,3–1,5	–	–
Азотирование	900–1200	1,1–1,25	1,5–1,7	1,7–2,1
Цементация	400–600	1,8–2,0	3	–
	700–800	1,4–1,5	–	–
	1000–1200	1,2–1,3	2	–
Дробеструйный наклеп	700–1250	1,1–1,25	1,5–1,6	1,7–2,1
Накатка роликом	–	1,2–1,3	1,5–1,6	1,8–2,0

Ниже приведены приближенные эмпирические зависимости пределов выносливости в случае симметричного цикла напряжений.

*Для углеродистых сталей:*

при изгибе  $\sigma_{-1} = (0,4-0,6) \sigma_B$ ;  
 при растяжении и сжатии  $\sigma_{-1p} = (0,65-0,75) \sigma_{-1}$ ;  
 при кручении  $\tau_{-1} = (0,55-0,65) \sigma_{-1}$ .

*Для легированных сталей:*

при изгибе  $\sigma_{-1} = (0,45-0,55) \sigma_B$ ;  
 при растяжении и сжатии  $\sigma_{-1p} = (0,7-0,9) \sigma_{-1}$ ;  
 при кручении  $\tau_{-1} = (0,5-0,65) \sigma_{-1}$ .

#### Табличный метод

Допускаемые напряжения принимают по нормам, выработанным практикой и систематизированным в виде таблиц. Этот метод менее точен, наиболее прост и удобен для практического использования при проектных и проверочных расчетах и может быть рекомендован студентам для курсового проектирования деталей машин.

Табличные значения допустимых напряжений даны в соответствующих разделах данного учебного пособия.

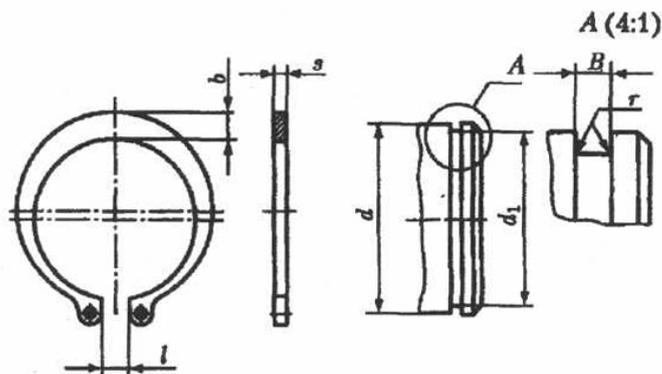
ПРИЛОЖЕНИЯ

ТАБЛИЦЫ СТАНДАРТНЫХ ДЕТАЛЕЙ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ВАЛОВ

Приложение 1

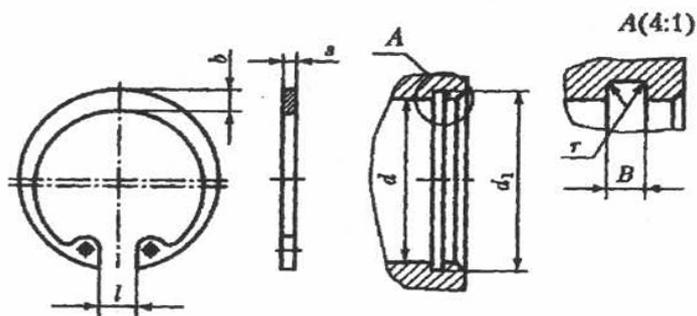
Таблица П1.1

Кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрисические (ГОСТ 13942-86) и канавки для них, мм



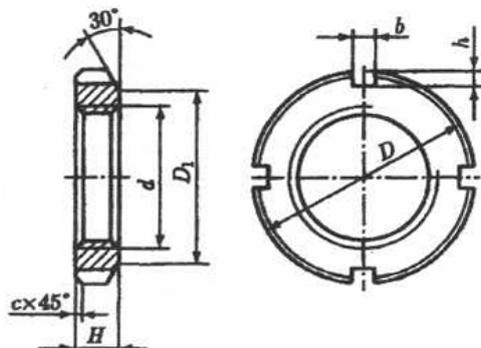
Диаметр отверстия, $d$	Канавка			Кольцо			
	$d_1$	$B$	$r$	$s$	$b$	$l$	Допускаемая осевая сила, кН
20	18,6	1,4	0,1	1,2	2,6	3	10,6
22	20,6				11,7		
23	21,5				12,7		
24	22,5				13,7		
25	23,5				14,2		
26	24,5				14,9		
28	26,5				16		
29	27,5				16,7		
30	28,5				17,1		
32	30,2				22		
34	32,2	22,3					
35	33	1,9	0,2	1,7	3,9	6	26,7
36	34				27,4		
37	35				28,2		
38	36				29		
40	37,5				39		
42	39,5				40		
45	42,5				42,9		
46	43,5				43,9		
48	45,5	45,7					
50	47	2,2	0,2	2	5,1	6	57
52	49				59,4		
54	51				61,7		
55	52				62,9		
56	53				64		
58	55				66,4		
60	57				68,8		
62	59				71,1		
65	62	2,8	0,3	2,5	6,3	6	74,7
68	65				78,2		
70	67				80,6		
72	69				82,9		
75	72				86,4		

Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические (ГОСТ 13943-86) и канавки для них, мм



Диаметр вала, $d$	Канавка			Кольцо				
	$d_1$	$B$	$r$	$s$	$b$	$l$	Допускаемая осевая сила, кН	
40	42,5	1,9	0,2	1,7	3,9	12	40,4	
42	44,5				4,1		43	
45	47,5				4,2	14	45,2	
46	48,5				4,3		46	
47	49,5				4,4		47,2	
48	50,5				4,5		48,2	
50	53				4,6		60,7	
52	55				4,7		62,9	
54	57				4,8	16	64,7	
55	58				5,0		66,4	
56	59	5,1	67,5					
58	61	5,2	69,6					
60	63	5,4	72,5					
62	65	5,5	74,7					
65	68	5,8	78,2					
68	71	6,1	81,7					
70	73	6,2	18	84,2				
72	75	6,4		86,1				
75	78	6,6		90				
78	81	6,8		93,5				
80	83,5	7,0		20	112			
82	85,5	7,0			115			
85	91,5	7,2	119					
88	93,5	7,4	123					
90	95,5	7,6	126					
92	98,5	7,8	129					
95	98,5	8,1	133					
98	101,5	8,3	22		137			
100	103,5	8,4		139				
102	106	2,8	0,3	2,5	8,5	22	163	
105	109				8,7		168	
108	112				8,9		173	
110	114				9,0		176	
112	116				9,1		179	
115	119				9,3		183	
120	124				9,7		24	191
125	129				10			197
130	134	10,2	207					

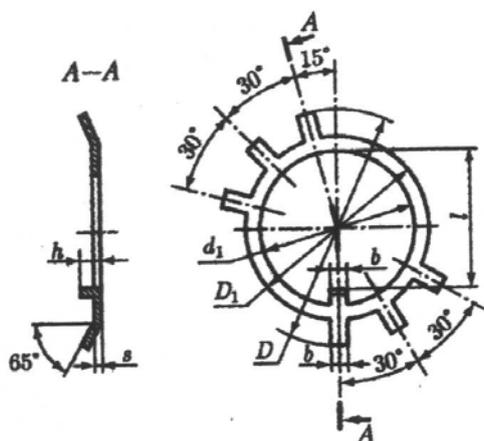
Гайки круглые шлицевые класса точности А (из ГОСТ 11871-88), мм



Резьба, $d$	D	D	H	b	h	$c \leq$	Резьба, $d$	D	D	H	b	h	$c \leq$
M20×1,5*	34	26	8	6	2	1	M48×1,5*	75	58	12	8	3,5	1
M22×1,5	38	29	10	6	2,5	1	M52×1,5	80	61	12	10	3,5	1
M24×1,5*	42	31	10	6	2,5	1	M56×2,0*	85	65	12	10	4	1,6
M27×1,5	45	35	10	6	2,5	1	M60×2,0	90	70	12	10	4	1,6
M30×1,5*	48	38	10	6	2,5	1	M64×2,0*	95	75	12	10	4	1,6
M33×1,5	52	40	10	8	3	1	M68×2,0	100	80	15	10	4	1,6
M36×1,5*	55	42	10	8	3	1	M72×2,0*	105	85	15	10	4	1,6
M39×1,5	60	48	10	8	3	1	M76×2,0	110	88	15	10	4	1,6
M42×1,5*	65	52	10	8	3	1	M80×2,0*	115	90	15	10	4	1,6
M45×1,5	70	55	10	8	3	1	M85×2,0	120	98	15	10	4	1,6

Таблица П1.4

Шайбы стопорные многолопчатые.  
Тип Н – нормальные (из ГОСТ 11872 – 89), мм

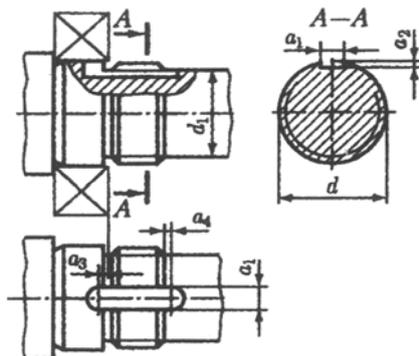


Резьба, $d$	$d_1$	D	$D_1$	$l$	b	h	s	Резьба, $d$	$d_1$	D	$D_1$	$l$	b	h	s
M20×1,5	20,5	36	27	17	4,8	4	1,0	M48×1,5	48,5	77	60	45	7,8	5	1,6
M22×1,5	22,5	40	30	19	4,8	4	1,0	M52×1,5	52,5	82	65	49	7,8	6	1,6
M24×1,5	24,5	44	33	21	4,8	4	1,0	M56×2,0	57,0	87	70	53	7,8	6	1,6
M27×1,5	27,5	47	36	24	4,8	5	1,0	M60×2,0	61,0	92	75	57	7,8	6	1,6
M30×1,5	30,5	50	39	27	4,8	5	1,0	M64×2,0	65,0	98	80	61	7,8	6	1,6
M33×1,5	33,5	54	42	30	5,8	5	1,6	M68×2,0	69,0	102	85	65	9,5	7	1,6
M36×1,5	36,5	58	45	33	5,8	5	1,6	M72×2,0	73,0	107	90	69	9,5	7	1,6
M39×1,5	39,5	62	48	36	5,8	5	1,6	M76×2,0	77,0	112	95	73	9,5	7	1,6
M42×1,5	42,5	67	52	39	5,8	5	1,6	M80×2,0	81,0	117	100	76	9,5	7	1,6
M45×1,5	45,5	72	56	42	5,8	5	1,6	M85×2,0	86,0	122	105	81	9,5	7	1,6

Продолжение прил. 1

Таблица П1.5

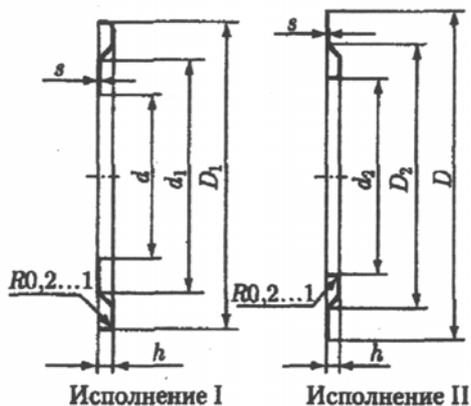
Паз под язычок стопорной шайбы, мм



Резьба, $d$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$d_1$	Резьба, $d$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$d_1$
M20×1,5	6	2	3,5	1,0	16,5	M48×1,5	8	3	5	1,5	44,5
M22×1,5	6	2	3,5	1,0	18,5	M52×1,5	8	3	5	1,5	48,5
M24×1,5	6	2	3,5	1,0	20,5	M56×2,0	8	3	6	1,5	52,0
M27×1,5	6	3	4,0	1,5	23,5	M60×2,0	8	3	6	1,5	56,0
M30×1,5	6	3	4,0	1,5	26,5	M64×2,0	8	3	6	1,5	60,0
M33×1,5	6	3	4,0	1,5	29,5	M68×2,0	8	3	6	1,5	64,0
M36×1,5	6	3	4,0	1,5	32,5	M72×2,0	10	5	6	1,5	68,5
M39×1,5	6	3	4,0	1,5	35,5	M76×2,0	10	5	6	1,5	72,0
M42×1,5	8	3	5,0	1,5	38,5	M80×2,0	10	5	6	2,0	75,5
M45×1,5	8	3	5,0	1,5	41,5	M85×2,0	10	5	6	2,0	80,0

Таблица П1.6

Шайбы стальные уплотнительные, мм



Диаметр подшипника		Общий размер		Исполнение I			Исполнение II		
$d$	$D$	$s$	$h$	$D_1$	$d$	$d_1$	$d_2$	$D$	$D_2$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	47	0,3	2	41,2	20	29	25,7	47	37
	52			44,8		33	27,2		52
25	52		2,5	47	25	36	31,5	52	42
	62			54,8		40	32,2		62
30	62		2,5	56,2	30	44	36,3	62	47
	72			64,8		48	37,2		72
35	72	2,5	64,8	35	48	43	72	56	
	80		70,7		54	45		80	65

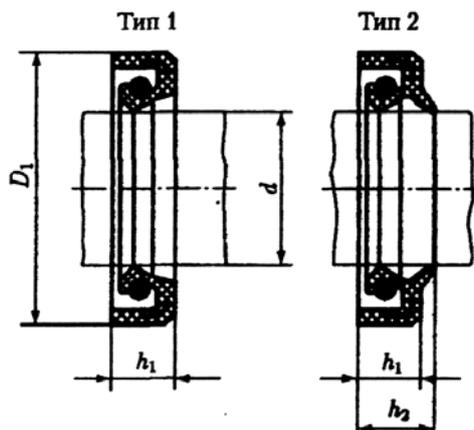
Продолжение прил. 1

Окончание табл. П1.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
40	80	0,3	3	72,7	40	57	48	80	62	
	90			80,5		60	51	90	70	
45	85			90,8	77,8	45	61	53	85	68
	100				90,8		75	56	100	80
50	90			98,8	82,8	50	67	57,5	90	73
	110				98,8		80	62	110	86
55	100			108,0	90,8	55	75	64,5	100	80
	120				108,0		89	67	120	93
60	110	117,5	100,5	60	85	70	110	85		
	130		117,5		95	73	130	102		
65	120	0,5	3,5	110,5	65	90	74,5	120	95	
	140			127,5		100	76,5	140	110	
70	125	0,3	3,5	115,8	70	95	79,5	125	102	
	150			137,0		110	82,6	150	120	
75	130	0,5	3,5	120,5	75	100	85	130	105	
	160			147,0		110	87,2	160	125	

Таблица П1.7

Манжеты резиновые армированные для валов (ГОСТ 8752-79), мм



Диаметр вала, $d$	$D_1$		$h_1$	$h_2$	Диаметр вала, $d$	$D_1$		$h_1$	$h_2$
	1-й ряд	2-й ряд				1-й ряд	2-й ряд		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	40	35	8		42	62	65	10	14
		37				68			
21	40	38	10		44	-	62	10	14
		42				65			
24	42	37	8		44	-	62	10	14
		42				62			
25	42	42	10		45	65	70	10	14
		45				72			
25	42	40	8		50	70	72	12	16
		45					75		
							80		

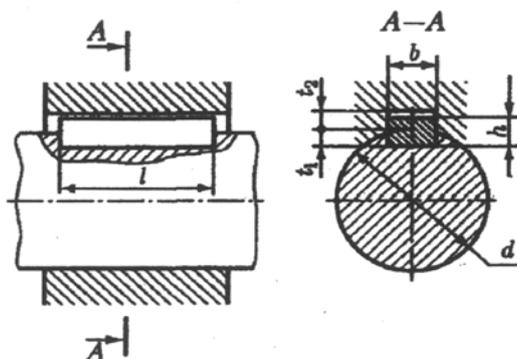
Продолжение прил. 1

Окончание табл. П1.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
26	45	40	8		52	75	72	10	14		
		47					80	12	16		
28	-	45			10		55	80	75	10	14
		47							82	12	16
		50					56		-		
									75	10	14
30	52	45					58		82	12	16
		47							80	10	14
		50					60	85	82		
									80	10	14
32		45			60	-	82	10	14		
		50					85	12	16		
							90	12	16		
35	58	47			63		-				
		50					65	90	95	10	14
		55			67	-	90	12	16		
		57					68	-	95		
36		52			70	95	100	10	14		
		55					71	95	-		
38		55					-				
		60					75	100	102	12	16
		62									

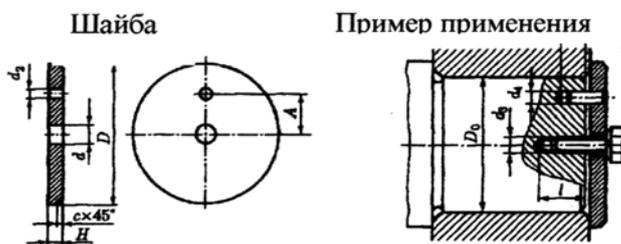
Таблица П1.8

Шпонки призматические (ГОСТ 23360-78), мм



Диаметр вала, $d$	Сечение шпонки		Фаска у шпонки, $s$	Глубина паза		Длина, $l$
	$b$	$h$		вала $t_1$	ступицы $t_2$	
Св. 12 до 17	5	5	0,25–0,4	3	2,3	10–56
»17»22	6	6		3,5	2,8	14–70
»22»30	8	7		4	3,3	18–90
»30»38	10	8	0,4–0,6	5	3,3	22–110
»38»44	12	8		5	3,3	28–140
»44»50	14	9		5,5	3,8	36–160
»50»58	16	10		6	4,3	45–180
»58»65	18	11	0,6–0,8	7	4,4	50–200
»65»75	20	12		7,5	4,9	56–220
»75»85	22	14		9	5,4	63–250
»85»95	25	14		9	5,4	70–280

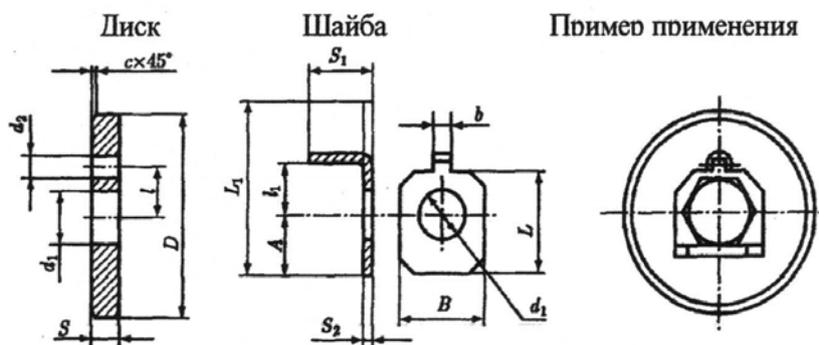
Шайбы концевые (ГОСТ 14734-69), мм



Обозначение шайбы	D	H	A	d	d	c	D	d	d	l	l	Болт*	Штифт**
7019-0623	32		9				24–28						
7019-0625	36		10				28–32						
7019-0627	40	5	10	6,6	4,5	1,0	32–36	M6	4K7	18	12	M6-6g	4m6 × 12
7019-0629	45		12				36–40					×	
7019-0631	50		16				40–45					16.56.05	
7019-0633	56		16				45–50						
7019-0635	63		20				50–55						
7019-0637	67		20				55–60					M8-6g	
7019-0639	71	6	25	9,0	5,5	1,6	60–65	M8	5K7	22	16	×	5m6 × 12
7019-0641	75		25				65–70					20.56.05	
7019-0643	85		28				70–75						

Таблица П1.10

Торцевое крепление дисками на валах, мм



Диаметр вала	D	S	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	l	c	B	L	S <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	A	S <sub>1</sub>	b	L <sub>1</sub>
20	30	4	7	3	7	1	14	16	10	6,5	9	1	2,5	25
25	36	4	9	4	9	1	18	19	11	8,5	11	1	3,5	30
30	40	4	11	5	11	1	23	24	12	10,5	14	1	4,5	36
36	45	4	11	5	11	1	23	24	12	10,5	14	1	4,5	36
40	50	6	13	5	15	1,6	25	30	13	14,5	17	1	4,5	44
45	55	6	13	5	15	1,6	25	30	13	14,5	17	1	4,5	44
50	60	6	13	5	15	1,6	25	30	13	14,5	17	1	4,5	44
55	65	6	17	6	20	1,6	30	40	14	19,5	21	1,2	5,5	55

Продолжение прил. 1

Таблица П1.11

Соединения шлицевые прямобочные (ГОСТ 1139-80)

Основной параметр	d, мм															
	18	21	23	26	28	32	36	42	46	52	56	62	72	82	92	102
<i>Легкая серия</i>																
D, мм	-	-	26	30	32	36	40	46	50	58	62	68	78	88	98	108
z	-	-	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
b, мм	-	-	6	6	7	6	7	8	9	10	10	12	12	12	14	16
f, мм	-	-	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
<i>Средняя серия</i>																
D, мм	22	25	28	32	34	38	42	48	54	60	65	72	82	92	102	112
z	6	6	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
b, мм	5	5	6	6	7	6	7	8	9	10	10	12	12	12	14	16
f, мм	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
<i>Тяжелая серия</i>																
D, мм	23	26	29	32	35	40	45	52	56	60	65	72	82	92	102	115
z	10	10	10	10	10	10	10	10	10	16	16	16	16	20	20	80
b, мм	3	3	4	4	4	5	5	6	7	5	5	6	7	6	7	8
f, мм	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

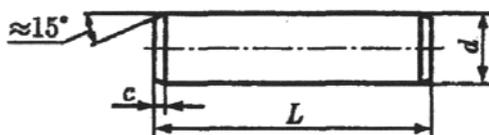
Таблица П1.12

Соединения шлицевые эвольвентные (ГОСТ 6033-80)

Модуль m, мм	Номинальный диаметр D, мм																
	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
	Число зубьев z																
1,25	14	18	22	26	30	34	38										
2,0				16	18	21	24	26	28	31	34	36	38				
3,0								17	18	20	22	24	25	27	28	30	32
5,0														15	16	18	18

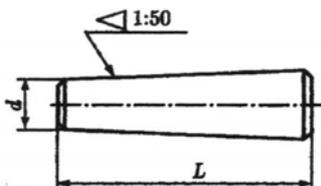
Таблица П1.13

Штифты цилиндрические, исполнение 2, класс точности В (ГОСТ 3128-70), мм



d	6	8	10	12	16
c	1,2	1,6	2	2,5	3
L	12–120	16–160	20–160	25–160	30–280

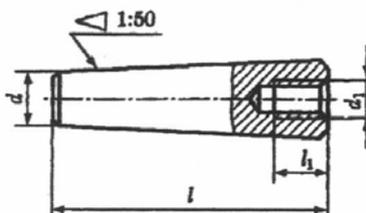
Штифты конические, исполнение 2, класс точности В (ГОСТ 3129-70), мм



<i>d</i>	6	8	10	12
<i>L</i>	20–110	25–140	30–180	36–220

Таблица П1.15

Штифты конические с внутренней резьбой, исполнение 2, класс точности В (ГОСТ 9464-79), мм



<i>d</i>	6	8	10	12
<i>d</i> <sub>1</sub>	M4	M5	M6	M8
<i>c</i>	6	8	10	12
<i>L</i>	16–60	18–80	22–100	26–120

Таблица П1.16

Винты установочные с прямым шлицем классов точности А и В:  
с коническим концом рис. 1 (ГОСТ 1476-93 и ИСО 7434-83);  
с цилиндрическим концом рис. 2 (ГОСТ 1478-93 и ИСО 7435-83), мм

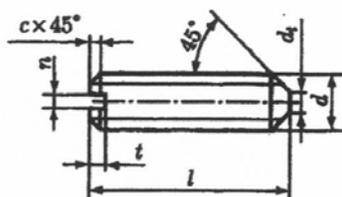


Рис. 1

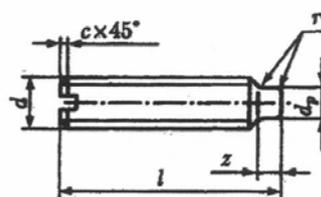
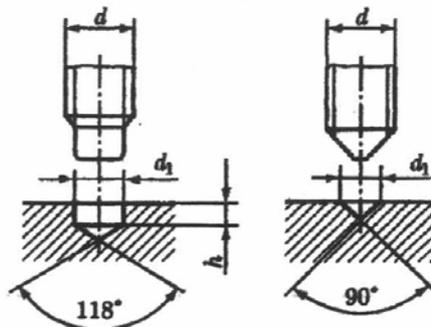


Рис. 2

Общий размер				Рис. 1		Рис. 2			
<i>d</i>	<i>n</i>	<i>t</i>	<i>c</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>l</i>	<i>d</i> <sub>п</sub>	<i>r</i> <sub>1</sub> ≤	<i>z</i>	<i>l</i>
5	0,8	1,6	1,0	0,5	5–25	3,5	0,3	2,75	8–25
6	1,0	2,0	1,0	1,5	6–30	4,0	0,4	3,25	8–30
8	1,2	2,5	1,6	2,0	8–40	5,5	0,4	4,3	10–40
10	1,6	3,0	1,6	2,5	10–50	7,0	0,5	5,3	12–50
12	2,0	3,6	1,6	3,0	12–60	8,5	0,6	6,3	12–60

Таблица П1.17

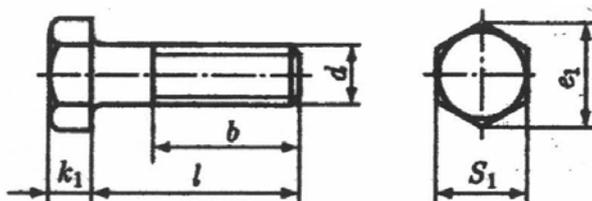
Отверстия под концы установочных винтов (ГОСТ 12415-80), мм



$d$	5	6	8	10	12
$d_1$	3,5	4,0	5,5	7,0	8,5
$h$	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0

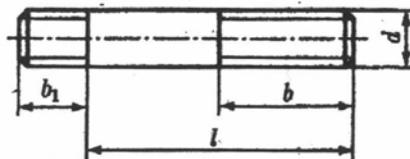
Таблица П1.18

Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности В, исполнение 1 (ГОСТ 7796-70), мм



$d$	$S_1$	$e_1$	$k_1$	$l$	$b$	$d$	$S_1$	$e_1$	$k_1$	$l$	$b$
8	12	13,1	5	8–100	$b=l$ при $l \leq 25$ $b=22 \gg l \geq 30$	16	22	23,9	9	20–300	$b=l$ при $l \leq 40$ $b=38 \gg l \geq 45$
10	14	15,3	6	10–200	$b=l$ при $l \leq 30$ $b=26 \gg l \geq 35$	20	27	29,6	11	25–300	$b=l$ при $l \leq 50$ $b=46 \gg l \geq 55$
12	17	18,7	7	14–260	$b=l$ при $l \leq 30$ $b=30 \gg l \geq 35$	24	32	35,0	13	35–300	$b=l$ при $l \leq 60$ $b=54 \gg l \geq 65$

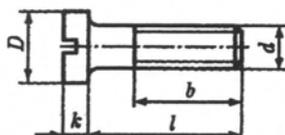
Шпильки классов точности А и В (ГОСТ 22032-76 – ГОСТ 22041-76), мм



<i>d</i>	8	10	12	16	20
<i>b</i> <sub>1</sub>	8;10;14;16;20	10;12;16;20;25	12;15;20;24;30	16;20;25;32;40	20;25;32;40;50
<i>l</i>	<i>b</i>				
16	10	8	-	-	-
20	14	12	-	-	-
25	19	17	16	-	-
30	22	22	21	-	-
35	22	26	24	23	-
40	22	26	30	28	25
45	22	26	30	33	30
48	22	26	30	38	33
50	22	26	30	38	35
55	22	26	30	38	40
60–150	22	26	30	38	46

Таблица П1.20

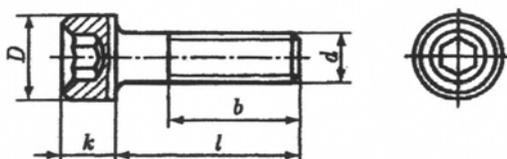
Винты с цилиндрической головкой классов точности А и В (ГОСТ 1491-80), мм



<i>d</i>	<i>D</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>b</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>b</i>
6	10	3,9	8–60	28; 18	12	18	7	200–100	46; 30
8	13	5	12–80	34; 22	16	24	9	30–100	58; 38
10	16	6	20–100	40; 26	20	30	11	40–120	70; 46

Таблица П1.21

Винты с цилиндрической головкой и с шестигранным углублением под ключ класса точности А (ГОСТ 11738-84), мм

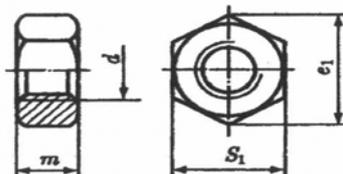


<i>d</i>	<i>D</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>b</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>b</i>
6	10	6	10–50	<i>b</i> = <i>l</i> при <i>l</i> ≤ 30 <i>b</i> =24 » <i>l</i> ≥ 35	12	18	12	20–130	<i>b</i> = <i>l</i> при <i>l</i> ≤ 45 <i>b</i> =36 » <i>l</i> ≥ 50
8	13	8	12–80	<i>b</i> = <i>l</i> при <i>l</i> ≤ 35 <i>b</i> =28 » <i>l</i> ≥ 40	16	24	16	25–160	<i>b</i> = <i>l</i> при <i>l</i> ≤ 55 <i>b</i> =44 » <i>l</i> ≥ 60
10	16	10	14–100	<i>b</i> = <i>l</i> при <i>l</i> ≤ 40 <i>b</i> =32 » <i>l</i> ≥ 45	20	30	20	30–220	<i>b</i> = <i>l</i> при <i>l</i> ≤ 65 <i>b</i> =52 » <i>l</i> ≥ 70

Продолжение прил. 1

Таблица П1.22

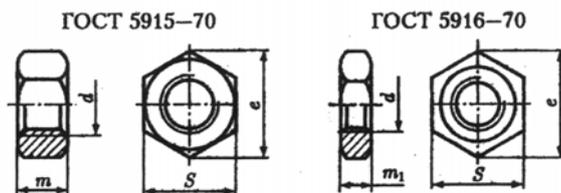
Гайки шестигранные с уменьшенным размером под ключ класса точности В (ГОСТ 15521-70), мм



$d$	8	10	12	16	20	24
$S_1$	12	14	17	22	27	32
$e_1$	13,1	15,3	18,7	23,9	29,6	35
$m$	6,5	8	10	13	16	19

Таблица П1.23

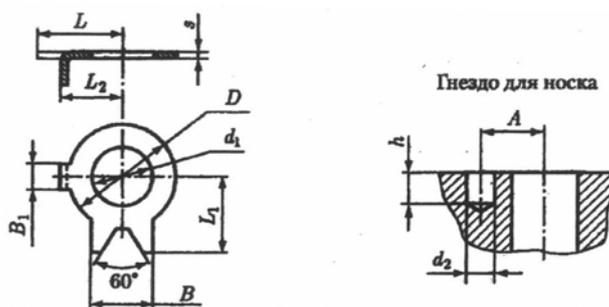
Гайки шестигранные (ГОСТ 5915-70), гайки шестигранные низкие (ГОСТ 5916-70) класса точности В, исполнение 1, мм



$d$	12	16	20	24	30	36	42	48
$S$	19	24	30	36	46	55	65	75
$e$	20,9	26,2	33	39,6	50,9	60,8	71,3	82,6
$m$	10	13	16	19	24	29	34	38
$m_1$	6	8	10	12	15	18	21	24

Таблица П1.24

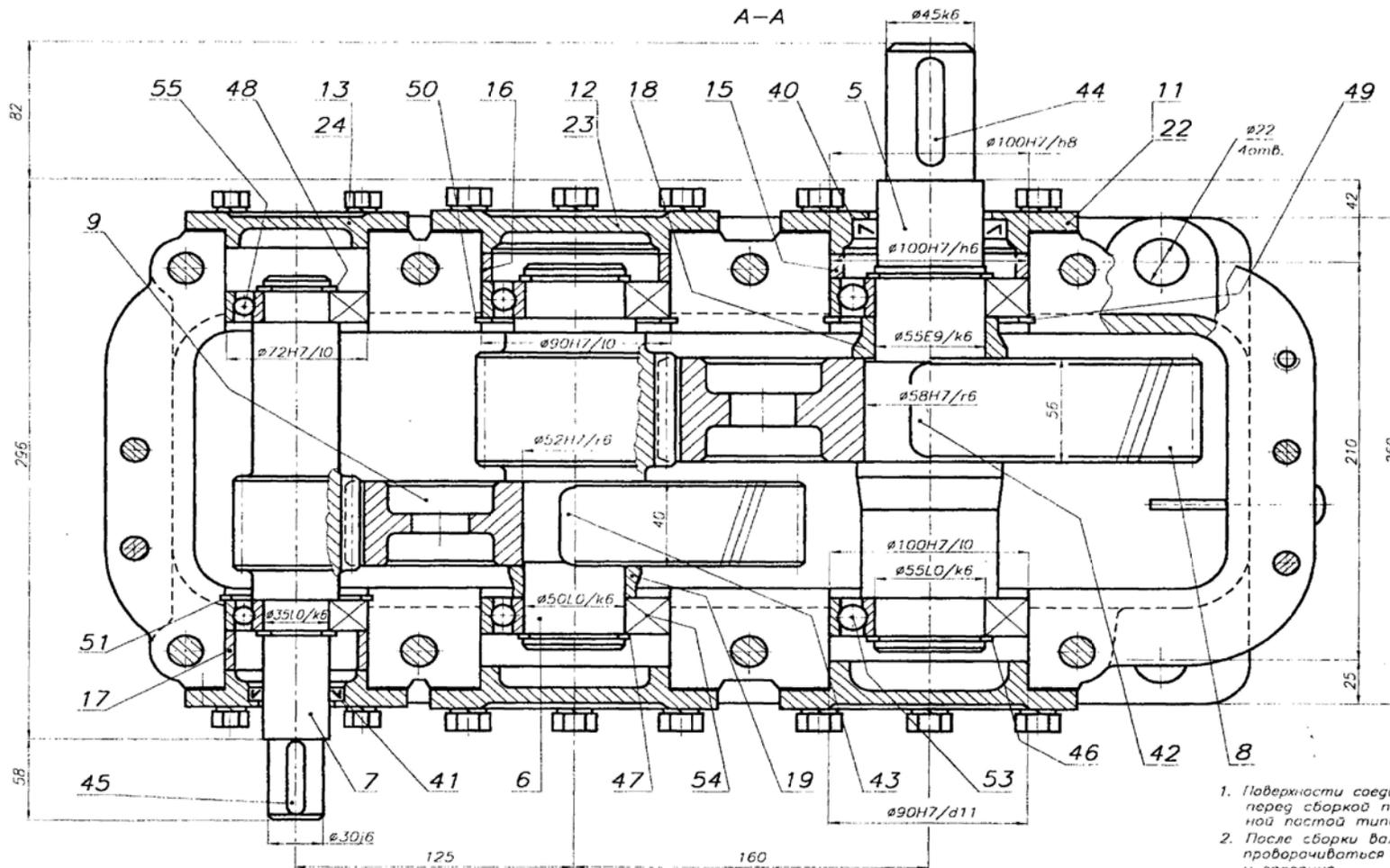
Шайбы стопорные с носком класса точности А исполнение 1 (ГОСТ 13465-77), мм



Диаметр резьбы болта, $d$	$d_1$	$D$	$B$	$L_1$	$s$	$L$	$L_2$	$B_1$	$A$	$d_2$	$h$
12	13	19	12	15	1,0	16	12	4,4	11,5	5	6
16	17	24	15	20	1,0	20	15	5,4	14,5	6	8
20	21	30	18	24	1,0	24	18	6,0	17,5	7	8
24	25	36	20	28	1,0	26	20	7,0	19,5	8	8
30	31	46	26	32	1,6	32	25	8,0	24,2	9	10
36	37	55	30	38	1,6	38	30	11,0	29,2	12	10
42	43	65	36	42	1,6	44	36	11,0	35,2	12	10
48	50	75	40	50	1,6	50	40	13,0	39,2	14	12

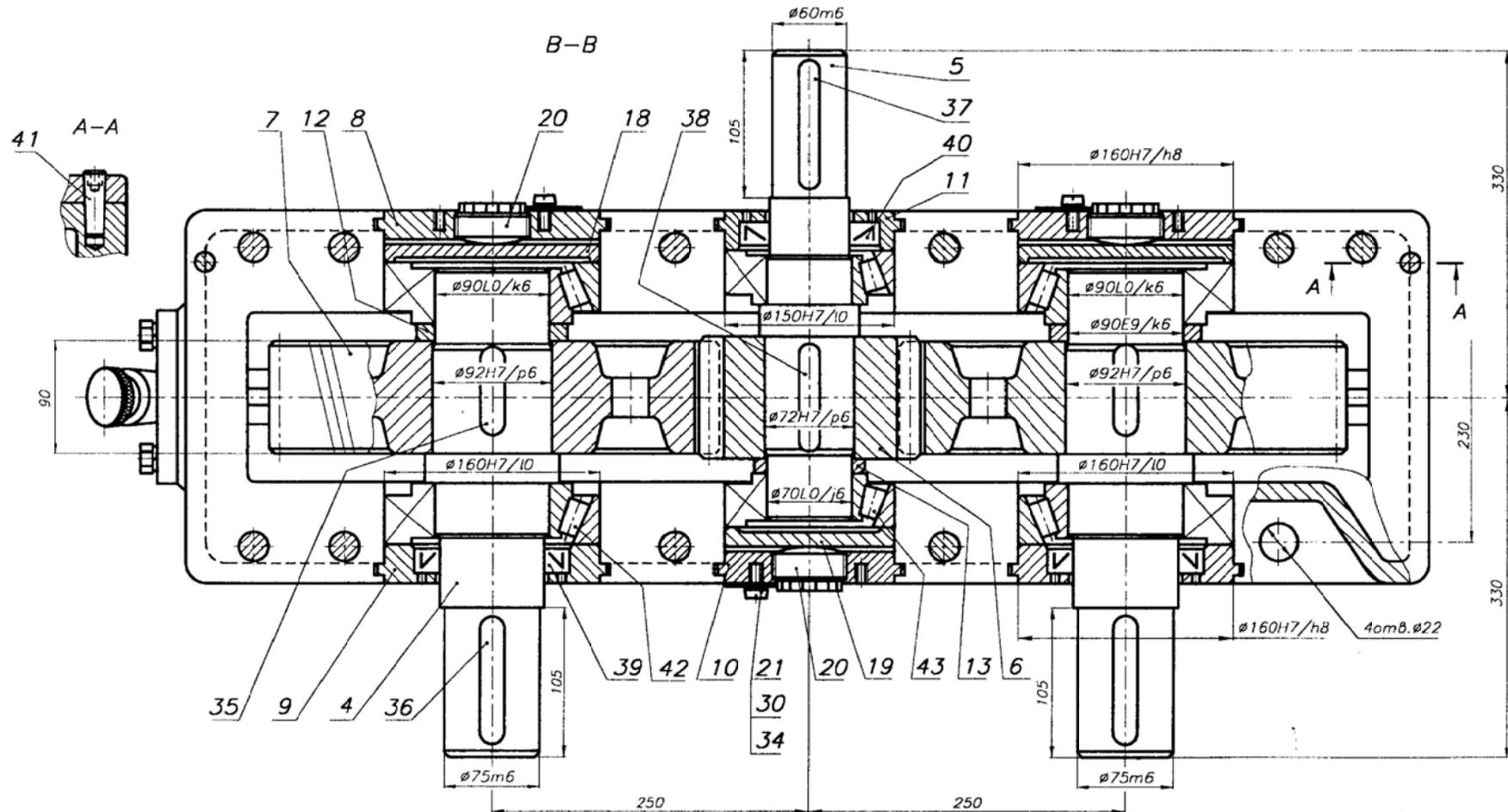
ПРИМЕРЫ КОНСТРУКЦИЙ РЕДУКТОРОВ И ПРИВОДОВ

140



1. Редуктор выполнен по развернутой схеме.
2. Крышки подшипниковых узлов выполнены накладными.
3. Подшипники - шариковые радиальные однорядные.
4. Опора, ближняя к выходному (входному) участку вала, выполнена фиксирующей. Противоположная опора вала выполнена плавающей.

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны вращаться свободно, без стуков и заедания
3. Редуктор обкатать по 10-15 мин на всех режимах нагрузки

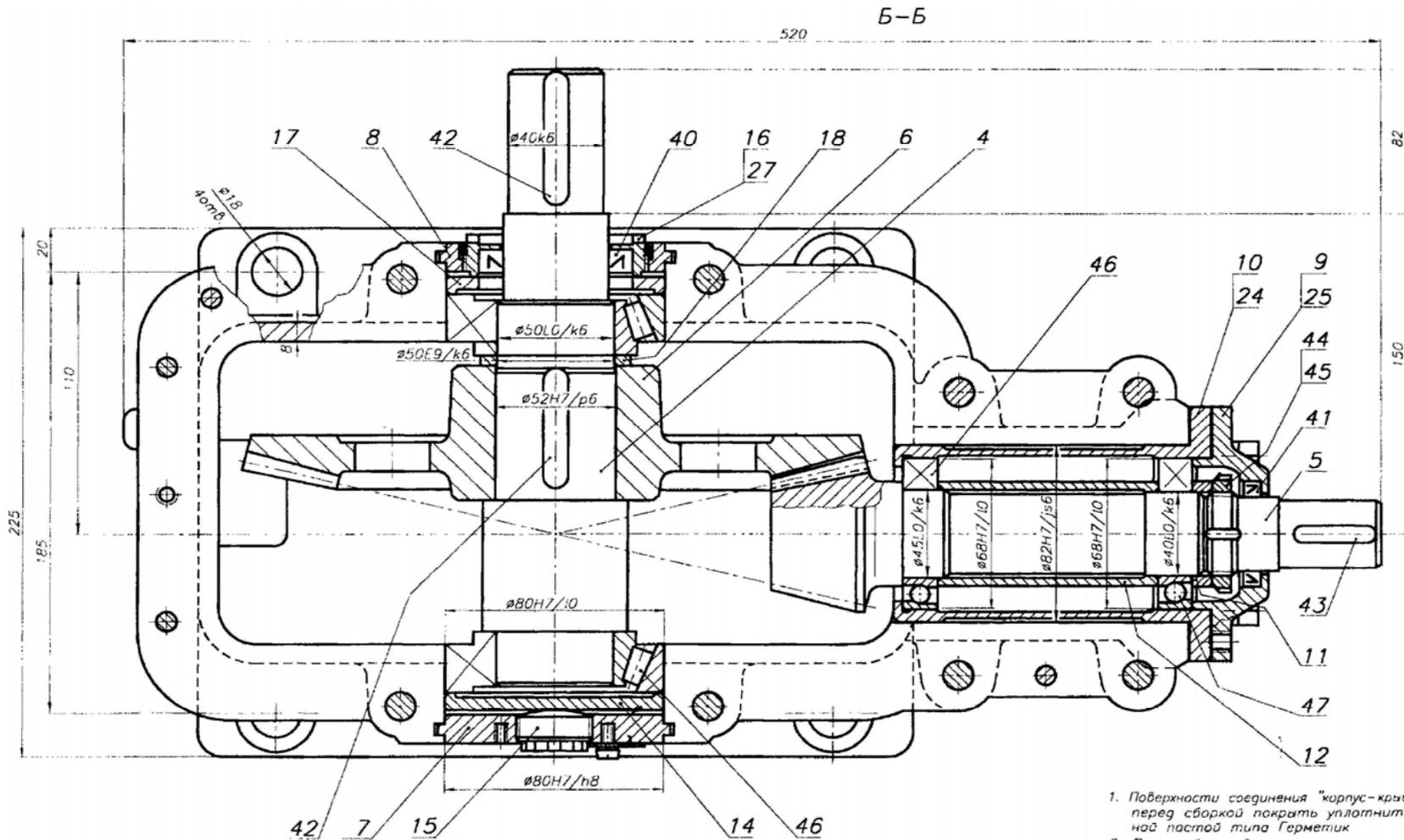
**Техническая характеристика**

$P_1 = 17,0$  кВт       $Z_1 = 19$   
 $n_1 = 432$  мин<sup>-1</sup>       $Z_2 = 41$   
 $n_2 = 200$  мин<sup>-1</sup>       $m_n = 8,0$   
 $u = 2,16$        $\beta = 16^\circ 15' 37''$   
 $T_2 = 2 \times 400$  Н·м

Объем масляной ванны — 6,5 дм<sup>3</sup>

1. Корпус выполнен с внутренним расположением подшипниковых бобышек.
1. Подшипники установлены "в распор" (валы между подшипниками сжаты).
2. Крышки подшипников выполнены врезными.
3. Регулировка подшипников осуществляется винтами поз. 20.

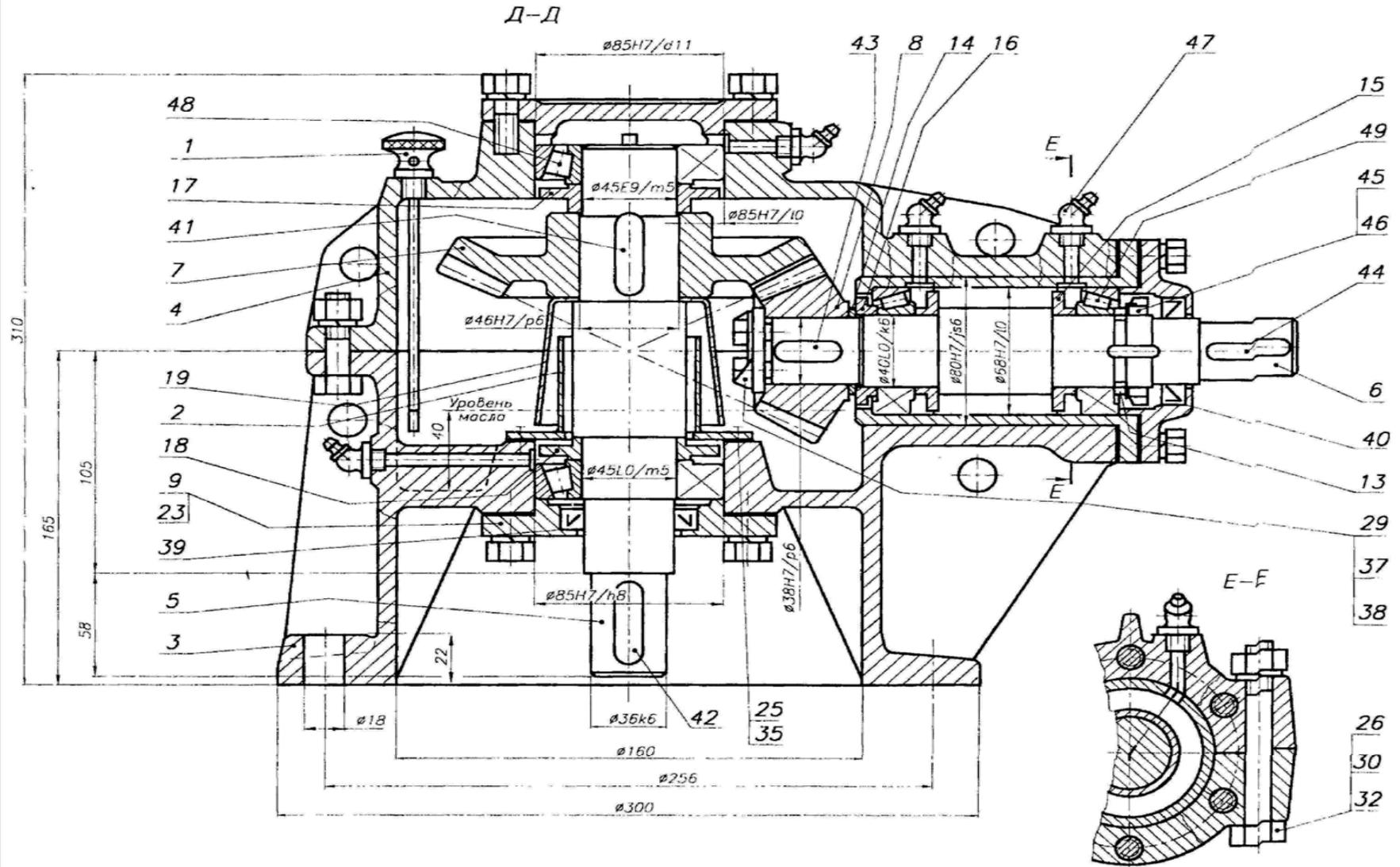
1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик.
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания.
3. Редуктор обкатать по 10–15 мин на всех режимах нагрузки.

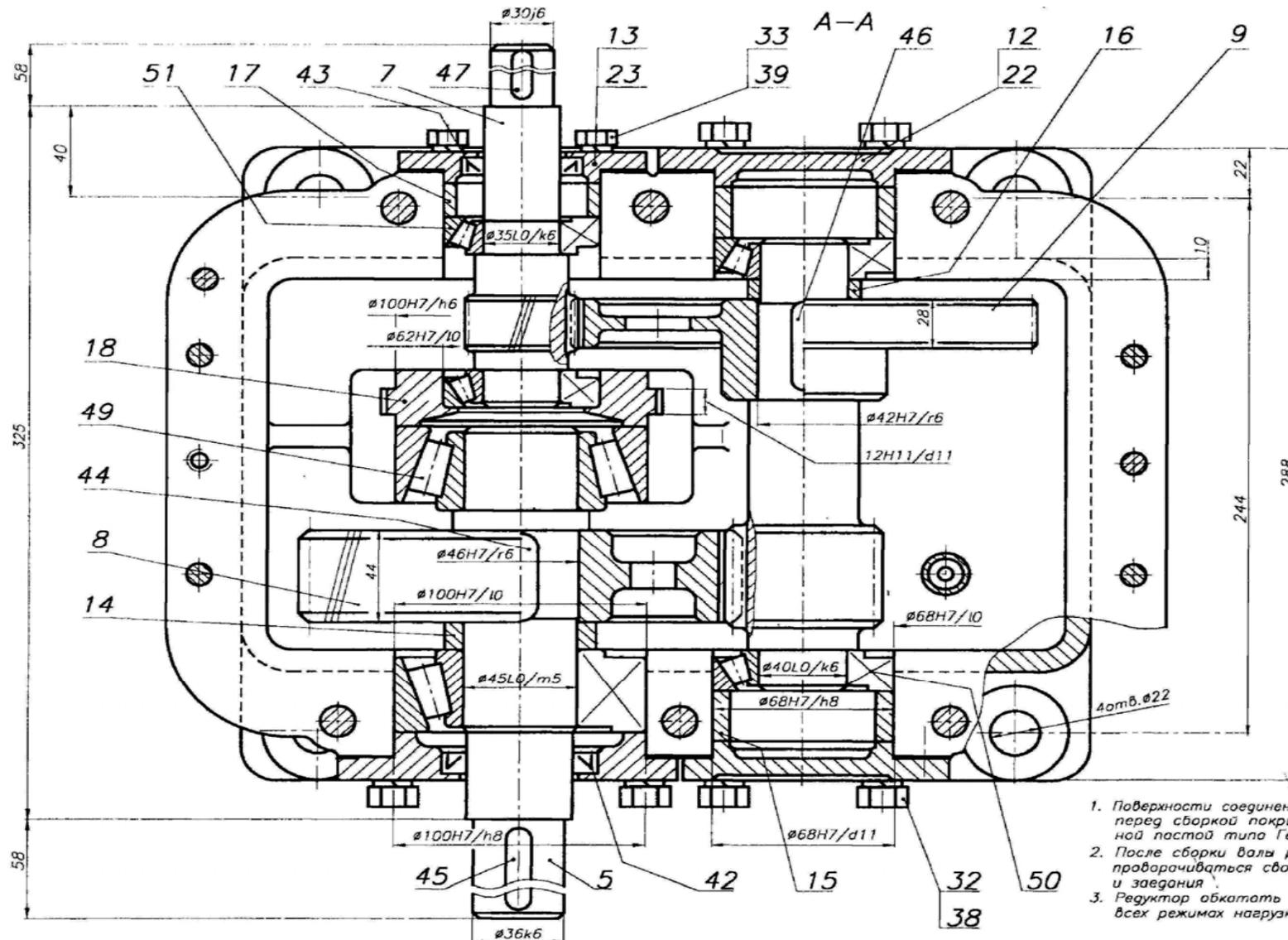


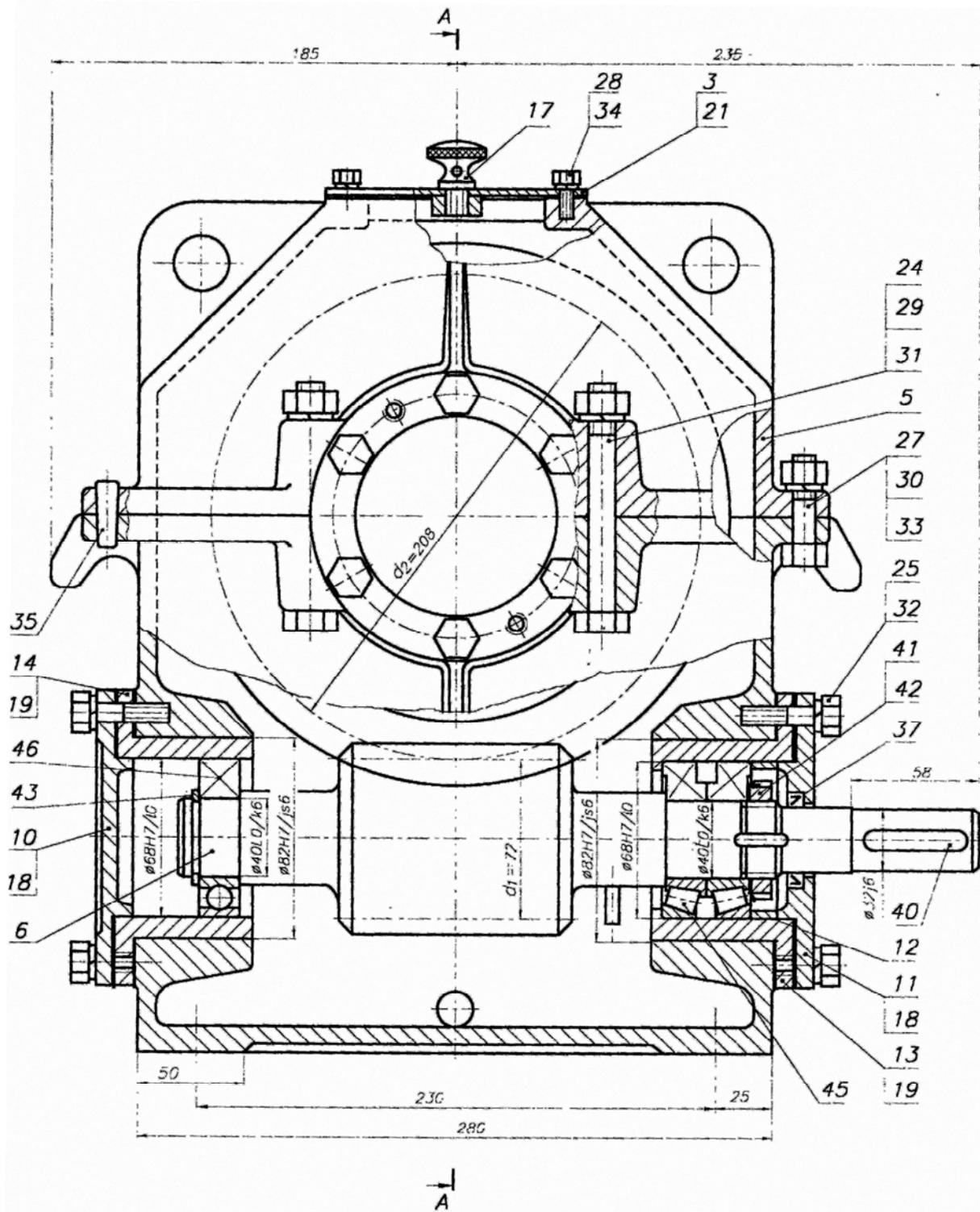
1. Подшипники установлены: на валу 1 - "в растяжку" (вал между подшипниками растянут); на валу 2 - "в распор" (вал между подшипниками сжат).
2. Крышки подшипников выполнены врезными.
3. Регулировка подшипников осуществляется гайкой поз. 43 (вал 1); винтом поз. 14 и резьбовой втулкой поз. 15 (вал 2).
4. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 23 (вал 1); винтом поз. 14 и резьбовой втулкой поз. 15 (вал 2).

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Редуктор обкатать по 10-15 мин на всех режимах нагрузки

143

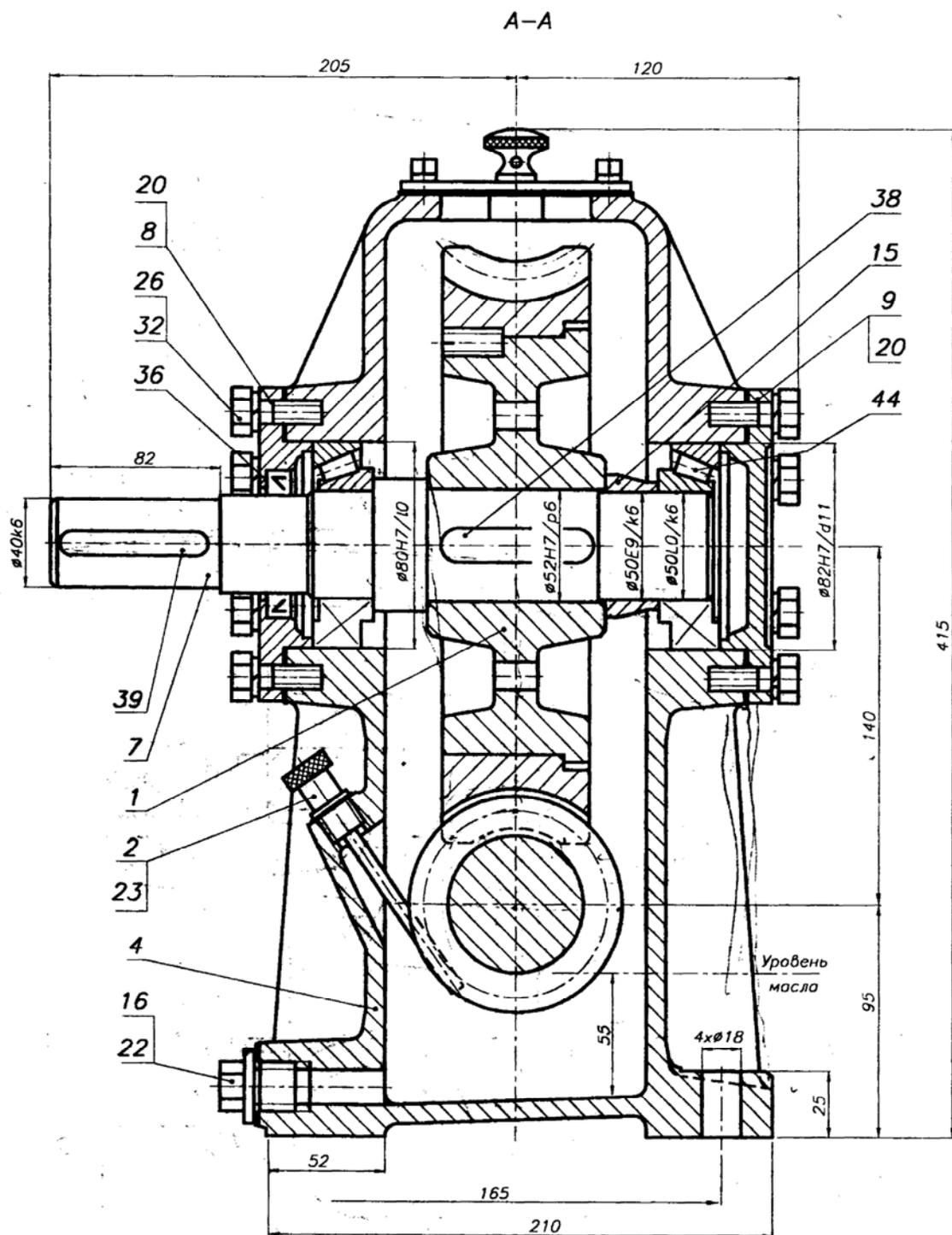






**Техническая характеристика**

$P_1 = 3,5 \text{ кВт}$        $Z_1 = 2$   
 $n_1 = 1477 \text{ мин}^{-1}$        $Z_2 = 52$   
 $n_2 = 56,8 \text{ мин}^{-1}$        $M = 4,0$   
 $a = 26$        $a = 18$   
 $I_2 = 500 \text{ Нм}$   
 Объем масляной ванны –  $1,5 \text{ дм}^3$



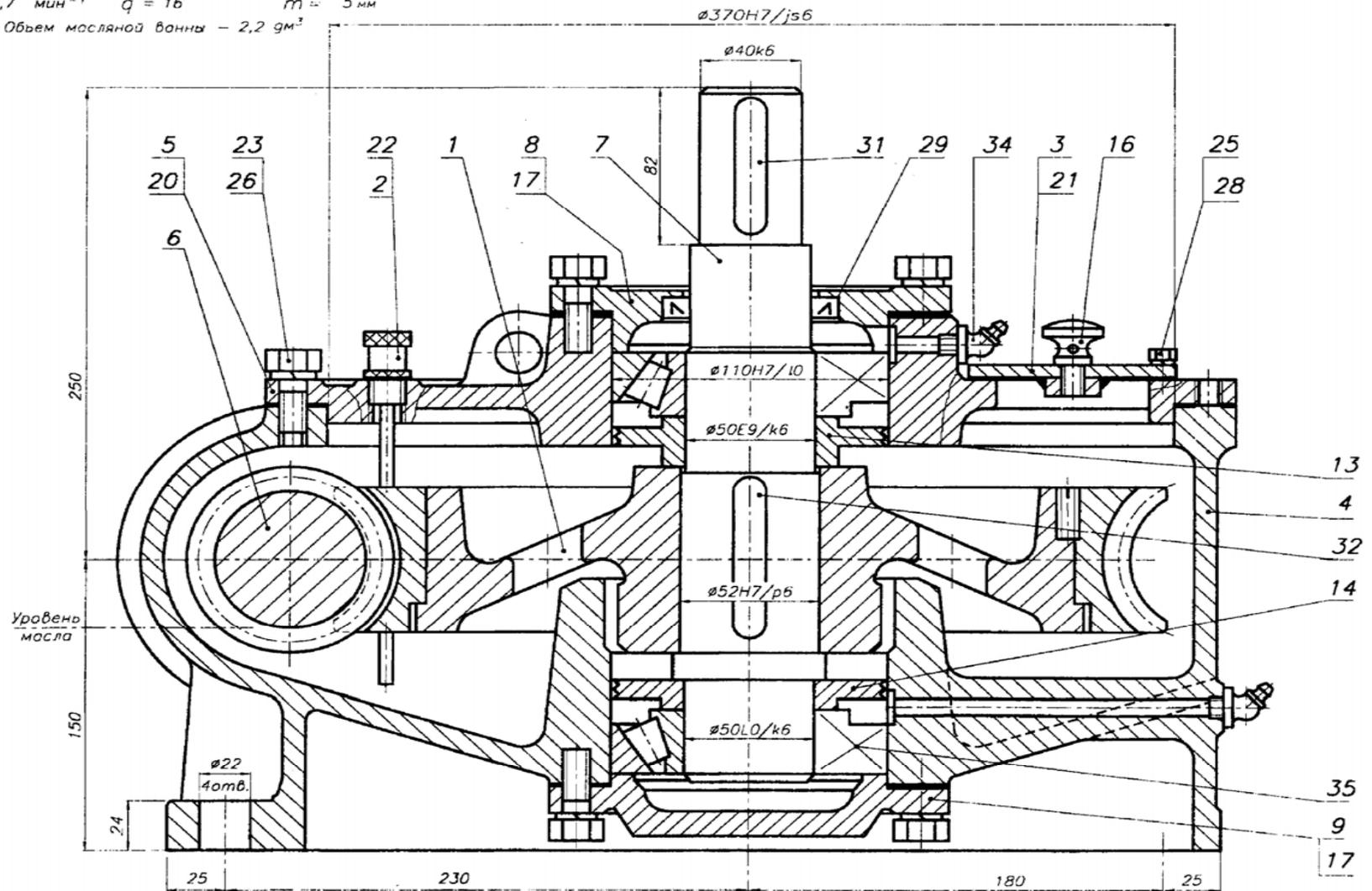
1. Поверхности соединения корпус-крышка перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Редуктор обкатать по 10-15 мин на всех режимах нагрузки

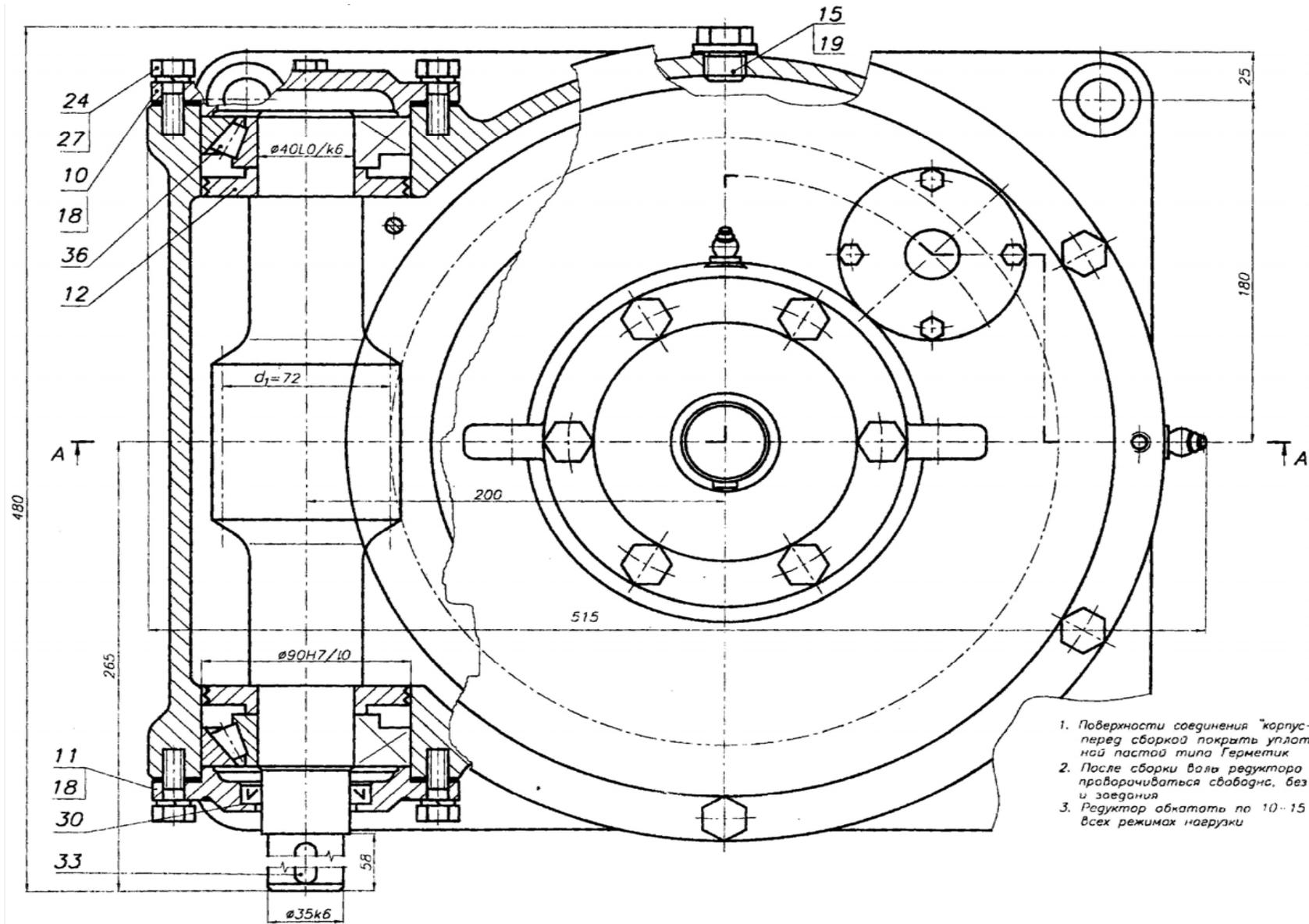
Техническая характеристика

$P_1 = 5,5$  кВт     $U = 32$      $Z_1 = 2$   
 $n_1 = 1430$  мин<sup>-1</sup>     $T_2 = 900$  Н·м     $Z_2 = 64$   
 $n_2 = 44,7$  мин<sup>-1</sup>     $q = 16$      $m = 5$  мм

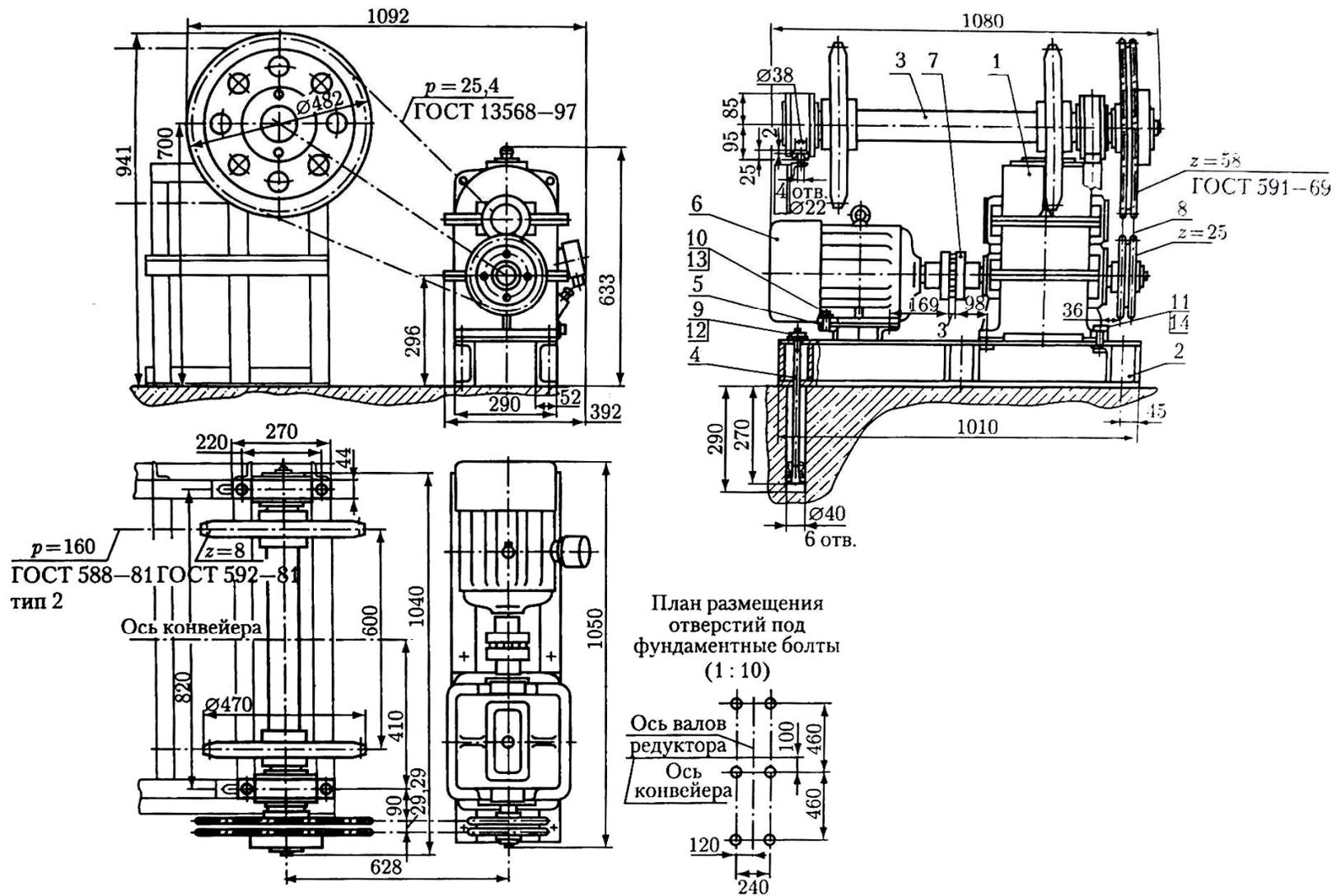
Объем масляной ванны - 2,2 дм<sup>3</sup>

А-А

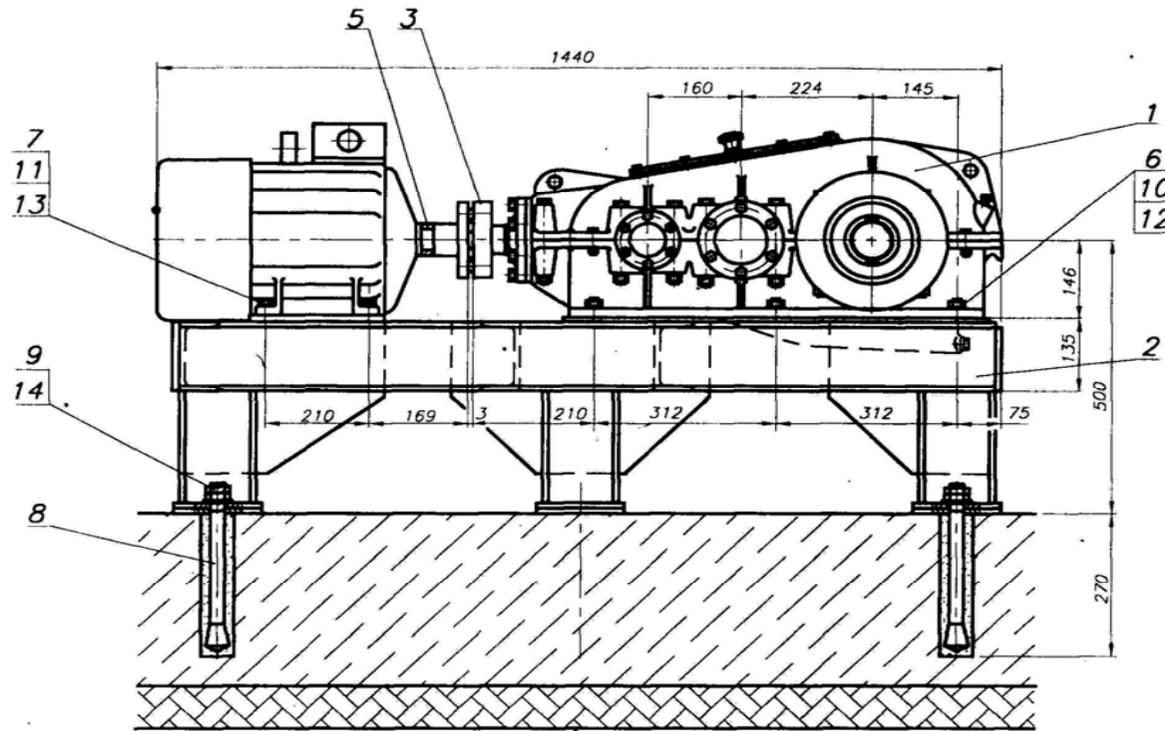




1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны вращаться свободно, без стуков и заедания
3. Редуктор обкатать по 10-15 мин на всех режимах нагрузки



Продолжение прил. 2



150

СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ БОЛТОВ  
КРЕПЛЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА К РАМЕ  
(1:10)

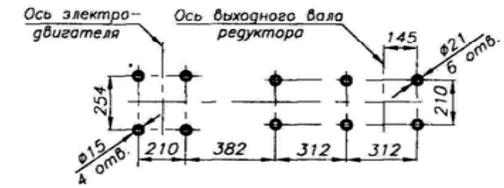
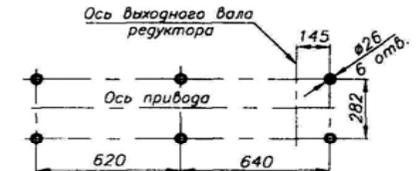


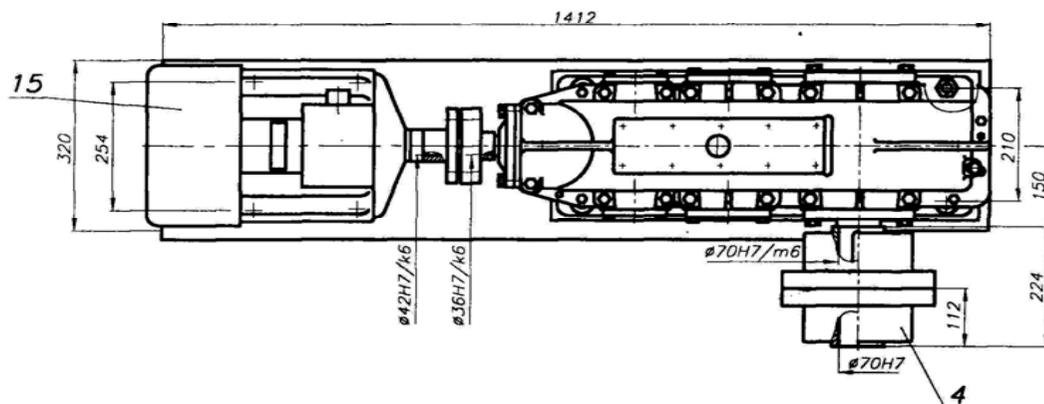
СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ БОЛТОВ  
КРЕПЛЕНИЯ РАМЫ К ФУНДАМЕНТУ  
(1:10)



**Техническая характеристика**

1. Мощность электродвигателя  $P=5,5$  кВт
2. Частота вращения входного вала  $n=719,3$  мин<sup>-1</sup>
3. Частота вращения выходного вала  $n=29,0$  мин<sup>-1</sup>
4. Крутящий момент на выходном валу  $T=1515$  Н·м
5. Срок службы передач 10500 час

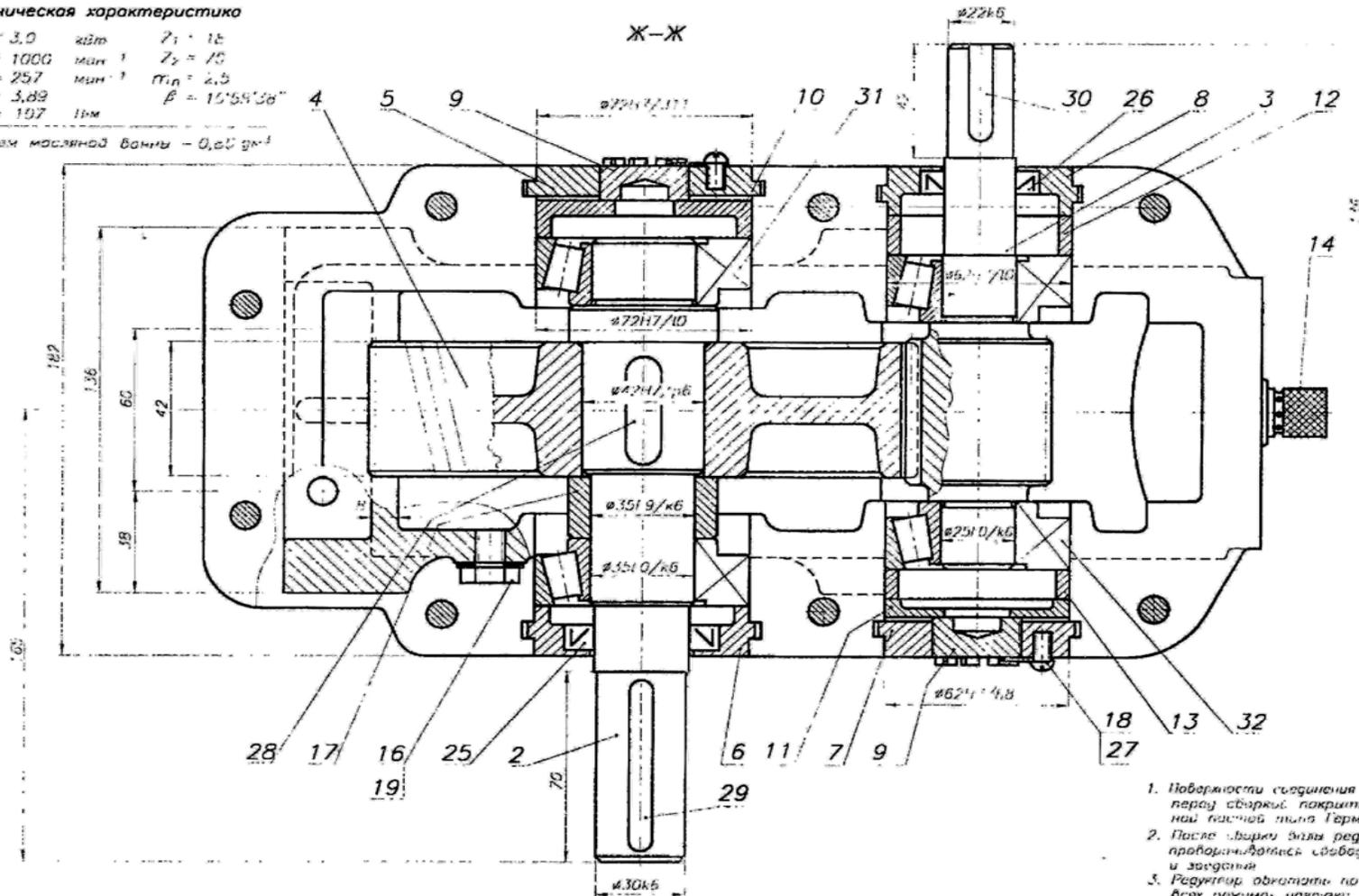
1. Размеры для справок
2. Ограждения снять. Ограждения установить на муфты и окрасить в оранжевый цвет
3. Обкатать без нагрузки в течение не менее 1 часа. Стук и резкий шум не допускаются
4. После обкатки масло слить и залить в редуктор масло индустриальное И-40А ГОСТ 20799-75 в количестве 3,9 л
5. Покрытие:  
Грунтовка ГФ-021 ГОСТ 25129-82  
Эмаль ПФ-115 черная ГОСТ 6465-76.VI.V1



Техническая характеристика

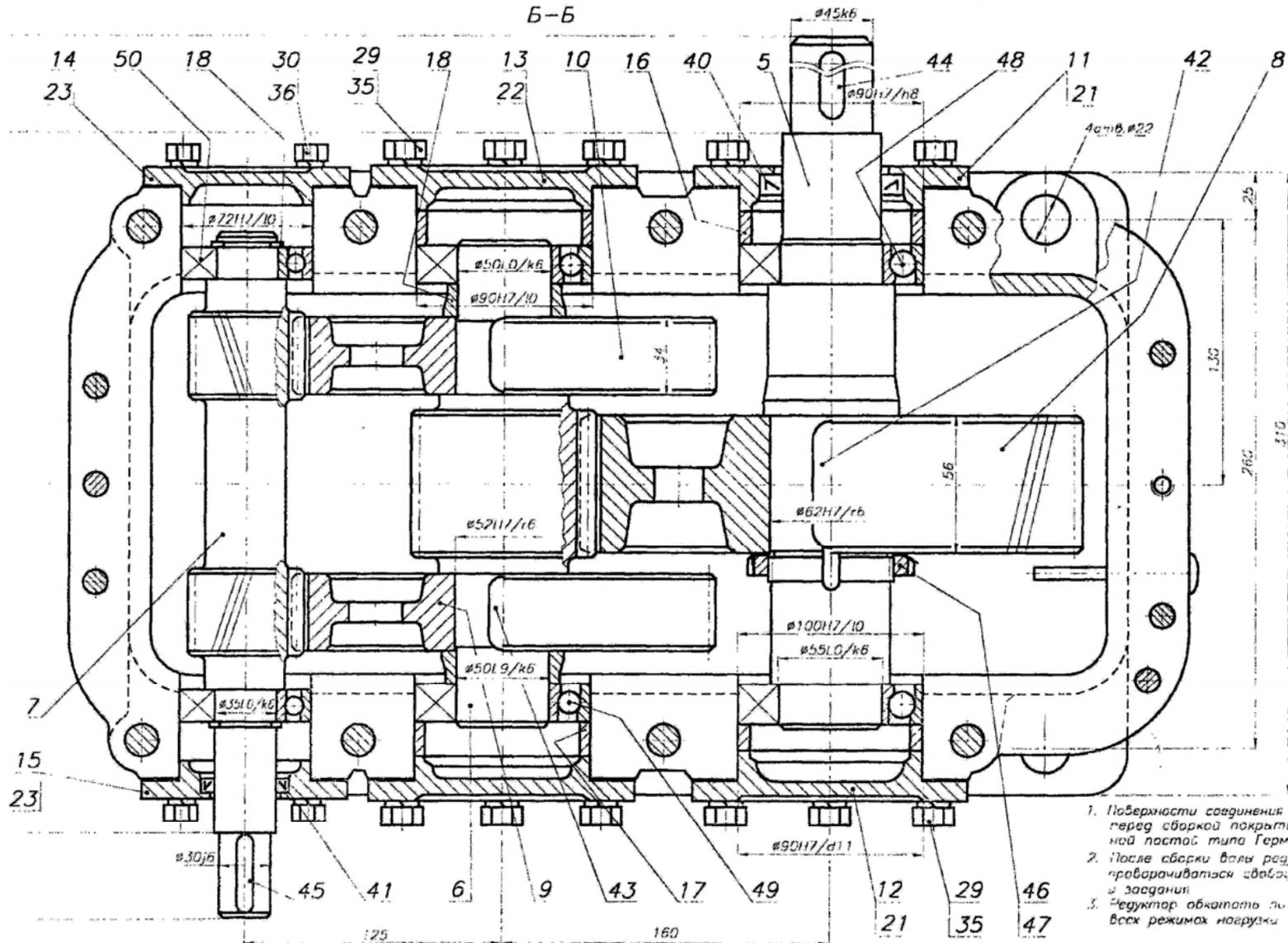
$P_1 = 3,0$  кВт     $Z_1 = 18$   
 $n_1 = 1000$  мин<sup>-1</sup>     $Z_2 = 15$   
 $P_2 = 257$  мин<sup>-1</sup>     $\eta_{гид} = 2,5$   
 $u = 3,89$      $\beta = 15^{\circ}59'36''$   
 $T_2 = 197$  Нм

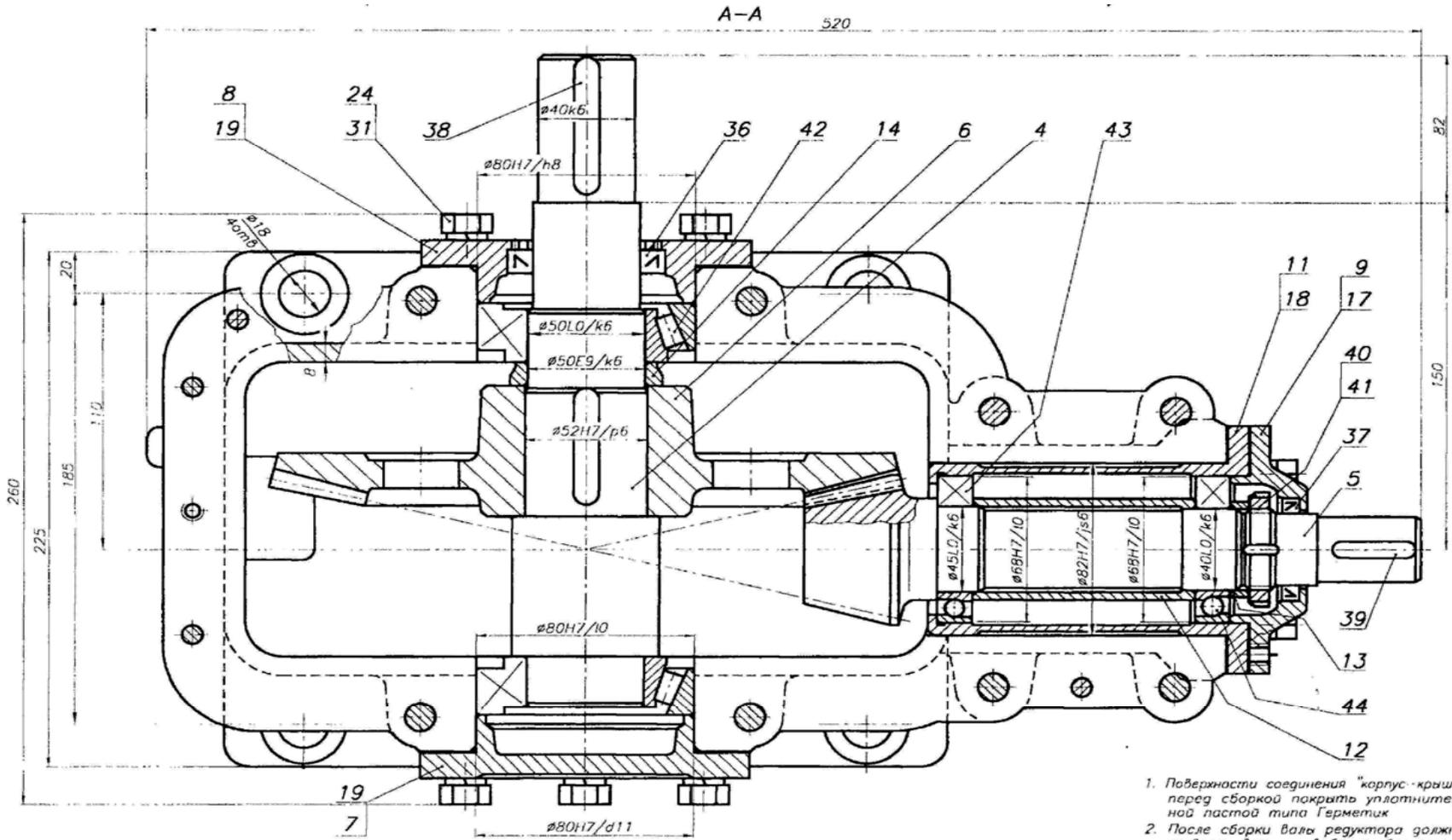
Объем масляной ванны - 0,25 дм<sup>3</sup>



1. Подшипники установлены "в распор" (валы между подшипниками сжаты).
2. Крышки подшипников выполнены врезными.
3. Регулировка подшипников осуществляется винтами поз. 9.
4. Корпус и крышка выполнены одинаковыми, приспособленными для комплектования как цилиндрического, так и конического одноступенчатого редуктора.

1. Поверхности соединения "корпус крышка" перед сборкой покрыты уплотнительной масляной пастой Герметик.
2. После сборки валы редуктора должны работать свободно, без стуков и заедания.
3. Редуктор обороты по 10-15 мин. в всех режимах нагрузки.





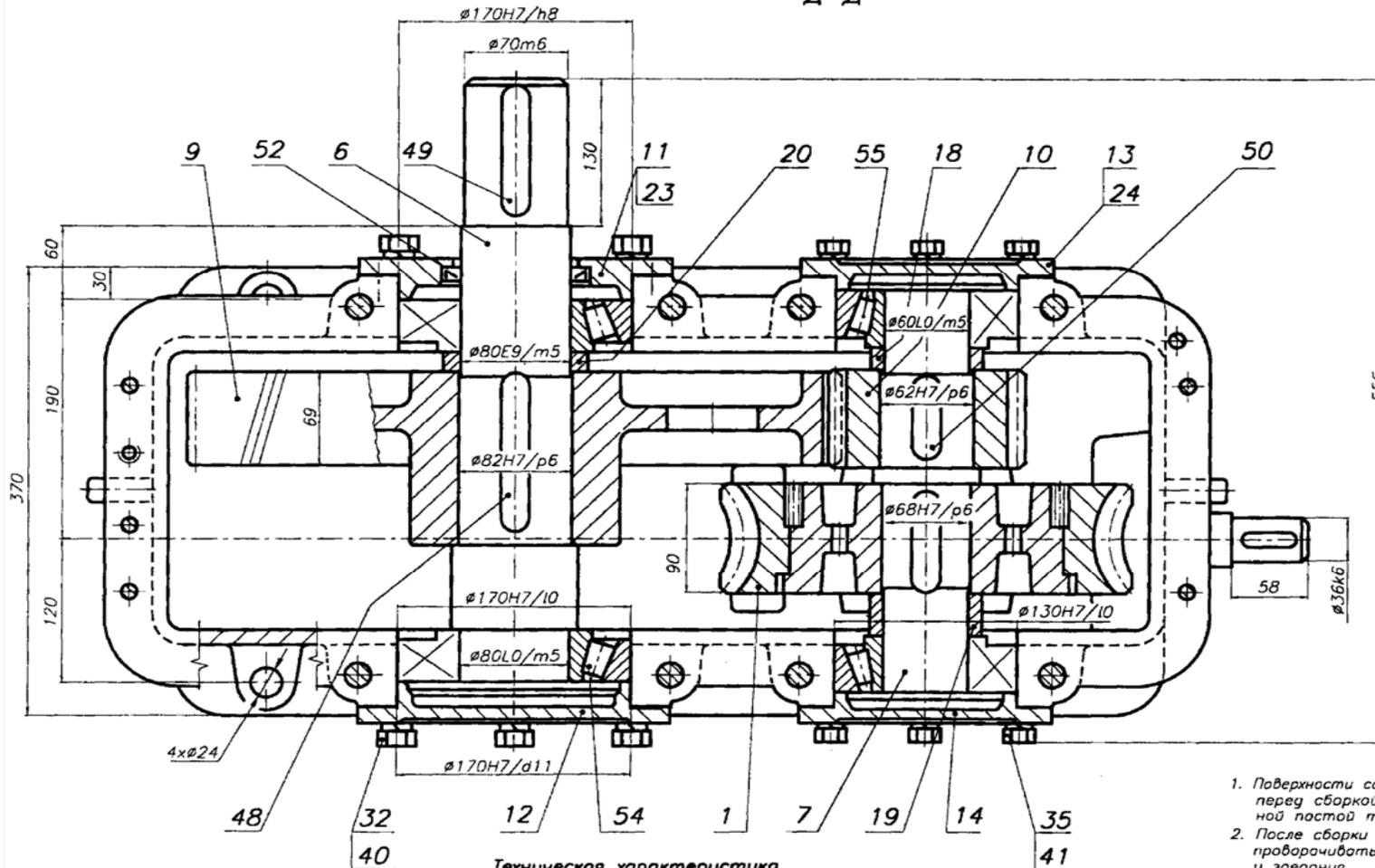
1. Корпус редуктора выполнен с внешним расположением подшипниковых бобышек.
2. Подшипники установлены "в распор" (валы между подшипниками сжаты).
3. Крышки подшипников выполнены накладными.
4. Регулировка подшипников осуществляется изменением толщины прокладок поз. 17 (вал 1) и поз. 19 (вал 2).
5. Регулировка зацепления осуществляется изменением толщины прокладок поз. 18 (вал 1) и перестановкой прокладок поз. 19 (вал 2).

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны вращаться свободно, без стуков и заедания
3. Редуктор обкатать по 10-15 мин на всех режимах нагрузки





Д-Д



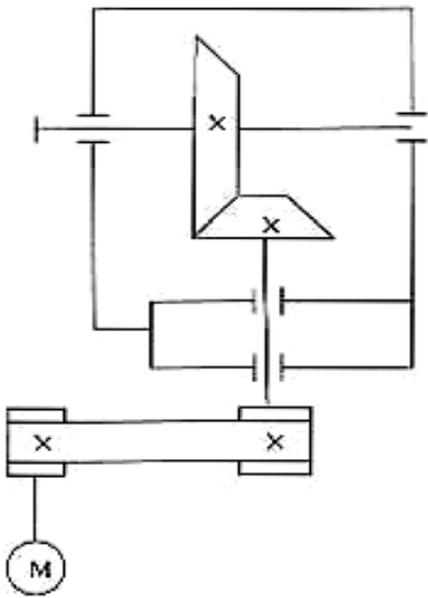
Техническая характеристика

$P_1 = 4,0$ кВт	$u_{черв} = 28$	$u_{шля} = 3,39$
$n_1 = 1430$ мин <sup>-1</sup>	$Z_1 = 1$	$Z_1 = 23$
$n_2 = 15,1$ мин <sup>-1</sup>	$Z_2 = 28$	$Z_2 = 78$
$u_o = 94,92$	$m = 10$ мм	$m_n = 6$ мм
$T_2 = 2000$ Н·м	$q = 10$	$\beta = 15'51'57''$

Объем масляной ванны - 2,4 дм<sup>3</sup>

1. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть уплотнительной пастой типа Герметик
2. После сборки валы редуктора должны проворачиваться свободно, без стуков и заедания
3. Редуктор обкатать по 10-15 мин на всех режимах нагрузки

БЛАНКИ ЗАДАНИЙ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

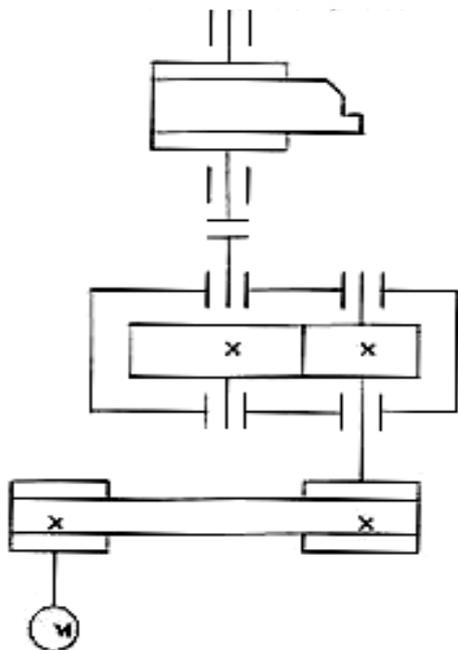
Сибирский федеральный университет Кафедра «ПМ»								
Задание на курсовой проект по Прикладной механике	фак.	Задание №1						
студент	гр.							
<p>Спроектировать привод ленточного транспортера: привод состоит из электродвигателя серии АИР, ременной передачи и одноступенчатого конического зубчатого редуктора, муфты.</p> <p><b>Кинематическая схема привода</b></p>  <p><b>Циклограмма нагружения</b></p> 								
№ варианта	<i>i</i>	<i>j</i>	<i>k</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Мощность, кВт	Угловая скорость, с <sup>-1</sup>	Срок службы, L <sub>H</sub> . тыс. ч
						$P_{вых}$	$\omega_{вых}$	
1	0,2	0,4	0,4	0,9	0,5	3,1	8,2	17
2	0,3	0,4	0,3	0,8	0,4	5	9,1	
3	0,4	0,2	0,4	,7	0,6	1,5	9,8	10
4	0,5	0,3	0,2	0,6	0,7	4,6		12
5	0,5	0,5	0	0,5	0	2,7	10	15
6	0,7	0,2	0,1	0,6	0,5	1,8	3,6	14
7	0,8	0,2	0	0,7	0	1,1	10,2	7,5
8	0,6	0,2	0,4	0,8	0,3	3,7	8,4	9,5
9	0,5	0,4	0,1	0,9	0,4	2,9	9,2	11
10	0,4	0,4	0,2	0,8	0,5	2,1	8,8	3,5
						Дата выдачи		
						Руководитель КП		

Сибирский государственный университет  
Кафедра Прикладной механики

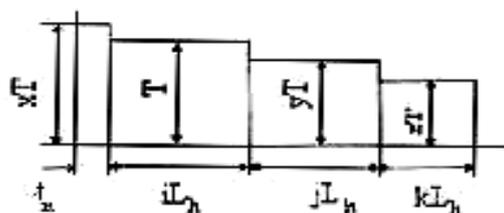
Задание на курсовой проект по Прикладной механике  
студент фак. гр. Задание №2

Спроектировать привод ленточного транспортера, состоящий из электродвигателя серии АИР, ременной передачи и одноступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора.

**Кинематическая схема привода**



**Циклограмма нагружения**



№ варианта	$i$	$j$	$k$	$y$	$z$	Мощность, кВт	Угловая скорость, $c^{-1}$	Срок службы, $L_n$ тыс. ч
						$P_{вых}$	$\omega_{вых}$	
1	0,2	0,4	0,4	0,9	0,5	3,1	8,2	17
2	0,3	0,4	0,3	0,8	0,4	5	9,1	5
3	0,4	0,2	0,4	0,7	0,6	1,5	9,8	10
4	0,5	0,3	0,2	0,6	0,7	4,6	8	12
5	0,5	0,5	0	0,5	0	2,7	10	15
6	0,7	0,2	,1	0,6	0,5	1,8	3,6	1
7	0,8	0,2	0	0,7	0	1,1	10,2	7,5
8	0,6	0,2	0	0,8	0,3	3,7	8,4	9,5
9	0,5	0,4	0,1	0,9	0,4	2,9	9,2	11
10	0,4	0,4	0,2	0,8	0,5	2,1	8,8	3,5

Дата выдачи

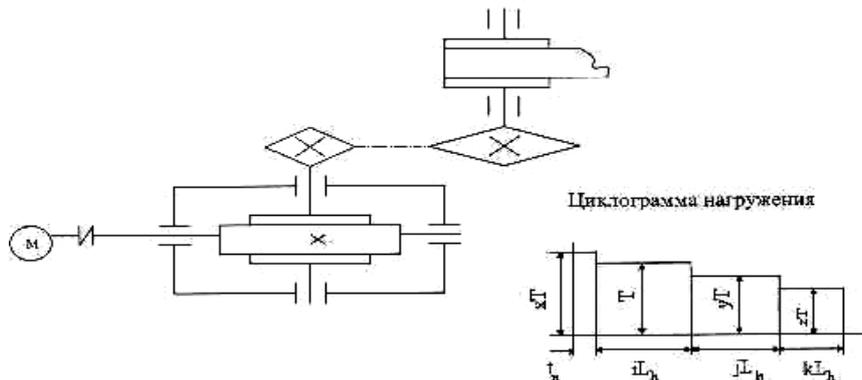
Руководитель КП

Сибирский государственный университет  
Кафедра Прикладной механики

Задание на курсовой проект по Прикладной механике студент фак. гр. Задание №3

Спроектировать привод ленточного транспортера: привод состоит из электродвигателя серии АИР, муфты, червячного редуктора и цепной передачи.

**Кинематическая схема привода**



**Циклограмма нагружения**

№ варианта	$i$	$j$	$k$	$y$	$z$	Мощность, кВт	Угловая скорость, $c^{-1}$	Срок службы, $L_H$ . тыс. ч
						$P_{вых}$	$\omega_{вых}$	
1	0,2	0,4	0,4	0,9	0,5	4,0	1,2	4
2	0,3	0,4	0,3	0,8	0,4	5,0	1,4	5
3	0,4	0,2	0,4	0,7	0,6	4,7	1,5	3
4	0,5	0,3	0,2	0,6	0,7	5,2	1,3	4,5
5	0,5	0,5	0	0,5	0	2,0	1,8	2,5
6	0,7	0,2	0,1	0,6	0,5	2,8	1,9	5,5
7	0,8	0,2	0	0,7	0	3,5	2,0	3,5
8	0,6	0,2	0,4	0,8	0,3	7,0	1,7	2
9	0,5	0,4	0,1	0,9	0,4	4,1	1,6	5
10	0,4	0,4	0,2	0,8	0,5	6,0	2,1	3

Дата выдачи

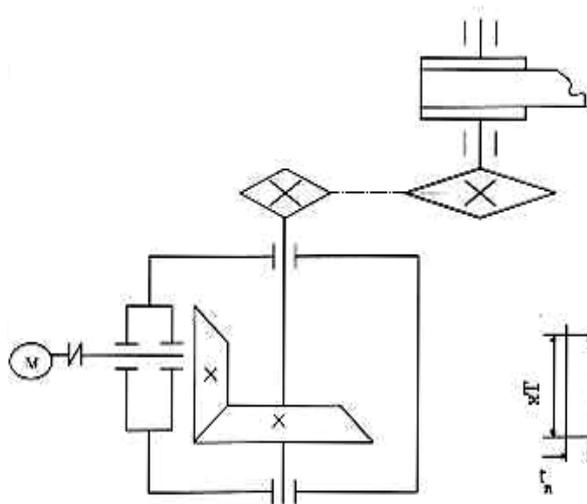
Руководитель КП

Сибирский федеральный университет  
Кафедра Прикладной механики

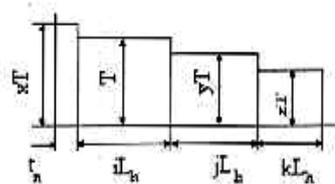
Задание на курсовой проект по Прикладной механике  
студент фак. гр. Задание №4

Спроектировать привод ленточного транспортера: привод состоит из электродвигателя серии АИР, муфты, одноступенчатого конического зубчатого редуктора и цепной передачи.

**Кинематическая схема привода**



**Циклограмма нагружения**



№ варианта	<i>i</i>	<i>j</i>	<i>k</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Мощность, кВт	Угловая скорость, с <sup>-1</sup>	Срок службы, L <sub>H</sub> . тыс. ч
						<i>P<sub>вых</sub></i>	<i>ω<sub>вых</sub></i>	
1	0,2	0,4	0,4	0,9	0,5	3	8	4,0
2	0,3	0,4	0,3	0,8	0,4	4	8,3	4,2
3	0,4	0,2	0,4	0,7	0,6	3,2	9,1	4,5
4	0,5	0,3	0,2	0,6	0,7	3,8	10	3,0
5	0,5	0,5	0	0,5	0	4,2	8,7	3,5
6	0,7	0,2	0,1	0,6	0,5	4,5	9,6	2,0
7	0,8	0,2	0	0,7	0	3,5	9,3	2,5
8	0,6	0,2	0,4	0,8	0,3	1,8	8,5	1,5
9	0,5	0,4	0,1	0,9	0,4	2,3	9,5	2,8
10	0,4	0,4	0,2	0,8	0,5	1,2	9,7	5,5

Дата выдачи

Руководитель КП

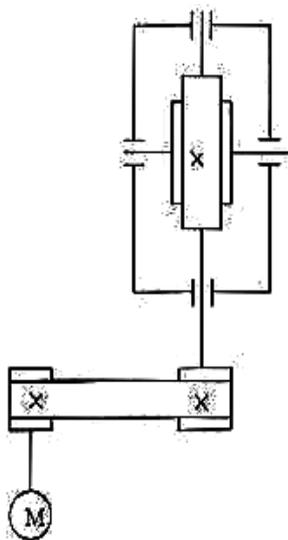
Сибирский государственный университет  
Кафедра Прикладной механики

Задание на курсовой проект по Прикладной механике  
студент фак. гр.

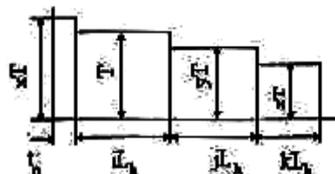
Задание №5

Спроектировать привод ленточного транспортера: привод состоит из электродвигателя серии АИР, ременной передачи, червячной редуктора и муфты на выходном валу редуктора.

Кинематическая схема привода



Циклограмма нагружения



№ варианта	$i$	$j$	$k$	$y$	$z$	Мощность, кВт	Угловая скорость, $c^{-1}$	Срок службы, $L_H$ . тыс. ч
						$P_{вых}$	$\omega_{вых}$	
1	0,2	0,4	0,4	0,9	0,5	3,0	3,0	3
2	0,3	0,4	0,3	0,8	0,4	3,7	2,5	6
3	0,4	0,2	0,4	0,7	0,6	3,8	2,7	5
4	0,5	0,3	0,2	0,6	0,7	4,0	2,0	6,5
5	0,5	0,5	0	0,5	0	4,1	1,8	5,5
6	0,7	0,2	0,1	0,6	0,5	4,5	1,5	4
7	0,8	0,2	0	0,7	0	4,7	1,7	4,5
8	0,6	0,2	0,4	0,8	0,3	2,9	2,2	2
9	0,5	0,4	0,1	0,9	0,4	2,7	2,4	8
10	0,4	0,4	0,2	0,8	0,5	2,5	1,9	7

Дата выдачи

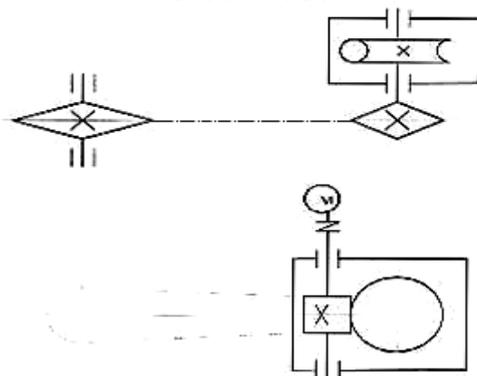
Руководитель КП

Сибирский федеральный университет  
Кафедра Прикладной механики

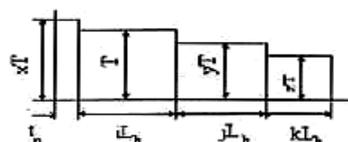
Задание на курсовой проект по Прикладной механике  
студент фак. гр. Задание №6

Спроектировать привод ленточного транспортера: привод состоит из электродвигателя серии АИР, червячного редуктора с боковым расположением червяка и цепной передачи.

Кинематическая схема привода



Циклограмма нагружения



№ варианта	<i>i</i>	<i>j</i>	<i>k</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Мощность, кВт	Угловая скорость, с <sup>-1</sup>	Срок службы, L <sub>H</sub> . тыс. ч
						<i>P</i> <sub>вых</sub>	<i>ω</i> <sub>вых</sub>	
1	0,2	0,4	0,4	0,9	0,5	1,5	3,0	3,0
2	0,3	0,4	0,3	0,8	0,4	4,0	2,7	5,0
3	0,4	0,2	0,4	0,7	0,6	3,0	2,4	4,0
4	0,5	0,3	0,2	0,6	0,7	2,5	1,5	3,8
5	0,5	0,5	0	0,5	0	2,0	6,7	2,5
6	0,7	0,2	0,1	0,6	0,5	2,2	3,5	5,5
7	0,8	0,2	0	0,7	0	3,5	4,2	3,5
8	0,6	0,2	0,4	0,8	0,3	1,2	1,2	2,8
9	0,5	0,4	0,1	0,9	0,4	4,1	3,2	5,0
10	0,4	0,4	0,2	0,8	0,5	1,6	1,8	4,5

Дата выдачи

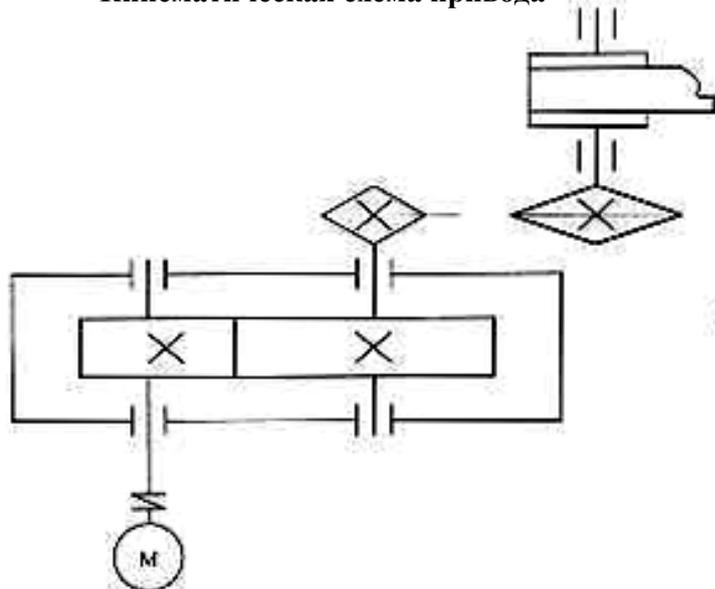
Руководитель КП

Сибирский федеральный университет  
Кафедра Прикладной механики

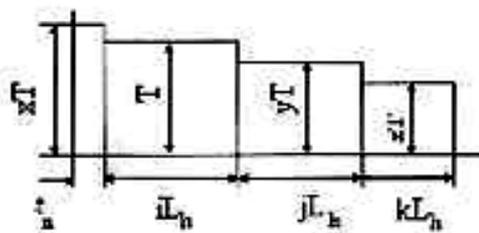
студент \_\_\_\_\_ фак. \_\_\_\_\_ гр. \_\_\_\_\_ Задание №7

Спроектировать привод ленточного транспортера, состоящий из электродвигателя серии АИР, муфты, одноступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора и цепной передачи.

Кинематическая схема привода



Циклограмма нагружения



№ варианта	$i$	$j$	$k$	$y$	$z$	Мощность, кВт	Угловая скорость, $c^{-1}$	Срок службы, $L_H$ . тыс. ч
						$P_{вых}$	$\omega_{вых}$	
1	0,2	0,4	0,4	0,9	0,5	3,1	8,2	17
2	0,3	0,4	0,3	0,8	0,4	5	9,1	5
3	0,4	0,2	0,4	0,7	0,6	1,5	9,8	10
4	0,5	0,3	0,2	0,6	0,7	4,6	8	12
5	0,5	0,5	0	0,5	0	2,7	10	15
6	0,7	0,2	0,1	0,6	0,5	1,8	3,6	14
7	0,8	0,2	0	0,7	0	1,1	10,2	7,5
8	0,6	0,2	0,4	0,8	0,3	3,7	8,4	9,5
9	0,5	0,4	0,1	0,9	0,4	2,9	9,2	11
10	0,4	0,4	0,2	0,8	0,5	2,1	8,8	3,5

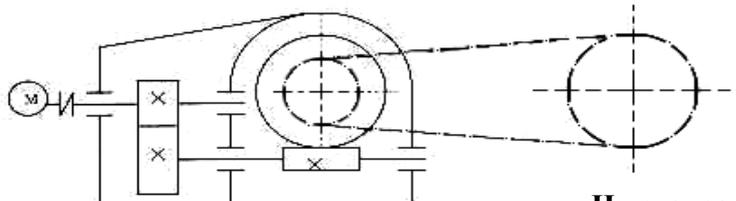
Дата выдачи \_\_\_\_\_  
Руководитель КП \_\_\_\_\_

Сибирский федеральный университет  
Кафедра Прикладной механики

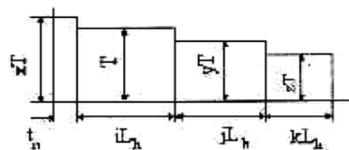
Задание на курсовой проект по Прикладной механике  
студент фак. гр. Задание №8

Спроектировать привод ленточного транспортера: привод состоит из электродвигателя серии АИР, муфты, двухступенчатого цилиндро-червячного редуктора и цепной передачи.

**Кинематическая схема привода**



**Циклограмма нагружения**



№ варианта	<i>i</i>	<i>j</i>	<i>k</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Мощность, кВт	Угловая скорость, с <sup>-1</sup>	Срок службы, L <sub>H</sub> . тыс. ч
						<i>P</i> <sub>вых</sub>	<i>ω</i> <sub>вых</sub>	
1	0,2	0,4	0,4	0,9	0,5	4,0	1,5	5
2	0,3	0,4	0,3	0,8	0,4	4,5	1,4	3,5
3	0,4	0,2	0,4	0,7	0,6	3,0	1,2	4,0
4	0,5	0,3	0,2	0,6	0,7	3,5	1,0	4,5
5	0,5	0,5	0	0,5	0	2,0	0,9	5,5
6	0,7	0,2	0,1	0,6	0,5	2,5	1,1	2,5
7	0,8	0,2	0	0,7	0	1,5	2,0	5
8	0,6	0,2	0,4	0,8	0,3	4,7	1,8	4,5
9	0,5	0,4	0,1	0,9	0,4	5,0	3,2	2,5
10	0,4	0,4	0,2	0,8	0,5	1,8	2,5	3

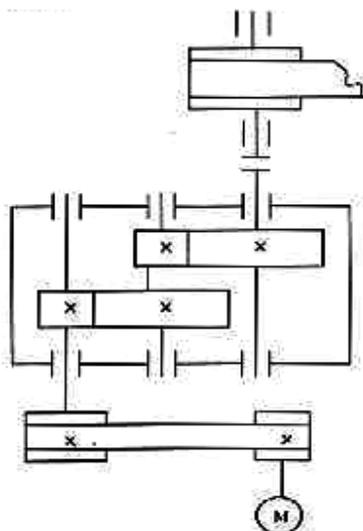
Дата выдачи  
Руководитель КП

Сибирский федеральный университет  
Кафедра Прикладной механики

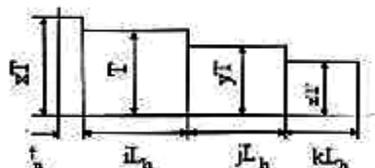
Задание на курсовой проект по Прикладной механике  
студент фак. гр. Задание №9

Спроектировать привод ленточного транспортера: привод состоит из электродвигателя серии АИР, ременной передачи, двухступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора по развернутой схеме и муфты.

**Кинематическая схема привода**



**Циклограмма нагружения**



№ варианта	$i$	$j$	$k$	$y$	$z$	Мощность, кВт	Угловая скорость, $c^{-1}$	Срок службы, $L_H$ . тыс. ч
						$P_{вых}$	$\omega_{вых}$	
1	0,2	0,4	0,4	0,9	0,5	5,1	5,1	5
2	0,3	0,4	0,3	0,8	0,4	1,8	6,2	10
3	0,4	0,2	0,4	0,7	0,6	1,2	4,6	2
4	0,5	0,3	0,2	0,6	0,7	2,4	8,7	4
5	0,5	0,5	0	0,5	0	2,8	6,7	3
6	0,7	0,2	0,1	0,6	0,5	2,2	3,5	6
7	0,8	0,2	0	0,7	0	3,1	4,2	7
8	0,6	0,2	0,4	0,8	0,3	3,7	6,4	1,5
9	0,5	0,4	0,1	0,9	0,4	4,1	7,3	8
10	0,4	0,4	0,2	0,8	0,5	1,6	9,4	7,5

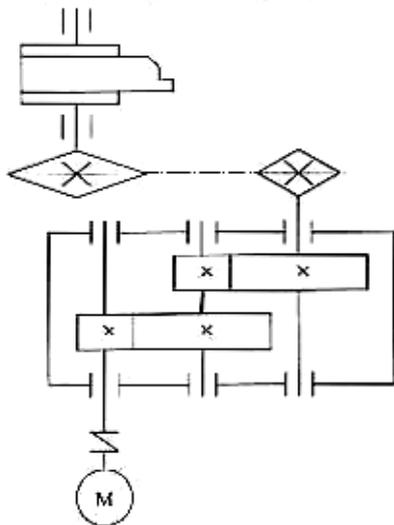
Дата выдачи  
Руководитель КП

Сибирский федеральный университет  
Кафедра Прикладной механики

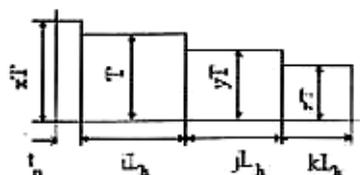
Задание на курсовой проект по Прикладной механике  
студент фак. гр. Задание №10

Спроектировать привод ленточного транспортера: привод состоит из электродвигателя серии АИР, муфты, двухступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора по развернутой схеме и цепной передачи.

**Кинематическая схема привода**



**Циклограмма нагружения**



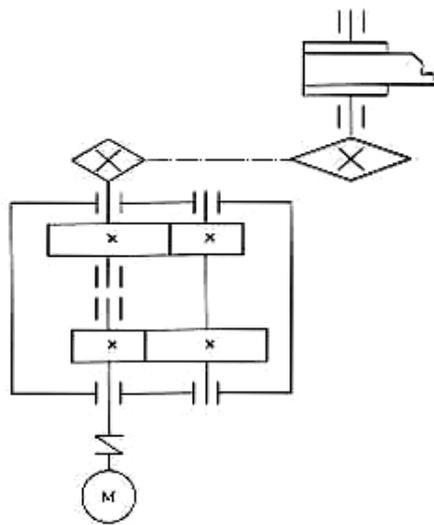
№ варианта	$i$	$j$	$k$	$y$	$z$	Мощность, кВт	Угловая скорость, $c^{-1}$	Срок службы, $L_H$ . тыс. ч
						$P_{вых}$	$\omega_{вых}$	
1	0,2	0,4	0,4	0,9	0,5	2,5	1,2	5
2	0,3	0,4	0,3	0,8	0,4	1,6	2,0	6
3	0,4	0,2	0,4	0,7	0,6	1,0	6,0	2
4	0,5	0,3	0,2	0,6	0,7	2,4	2,5	4
5	0,5	0,5	0	0,5	0	2,8	6,7	3
6	0,7	0,2	0,1	0,6	0,5	2,2	5,0	3,5
7	0,8	0,2	0	0,7	0	3,1	4,6	7
8	0,6	0,2	0,4	0,8	0,3	3,7	8,0	1,5
9	0,5	0,4	0,1	0,9	0,4	4,1	5,5	8
10	0,4	0,4	0,2	0,8	0,5	5,0	1,5	7,5

Дата выдачи  
Руководитель КП

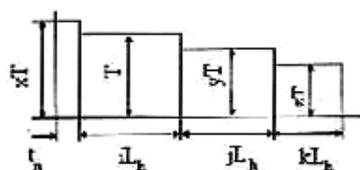
Сибирский федеральный университет Кафедра Прикладной механики		
студент	Задание на курсовой проект по Прикладной механике фак. _____ гр. _____	Задание №11

Спроектировать привод ленточного транспортера: привод состоит из электродвигателя серии АИР, двухступенчатого цилиндрического соосного зубчатого редуктора и цепной передачи.

**Кинематическая схема привода**



**Циклограмма нагружения**



№ варианта	$i$	$j$	$k$	$y$	$z$	Мощность, кВт	Угловая скорость, $c^{-1}$	Срок службы, $L_H$ . тыс. ч
						$P_{вых}$	$\omega_{вых}$	
1	0,2	0,4	0,4	0,9	0,5	1,5	5,1	5
2	0,3	0,4	0,3	0,8	0,4	1,8	6,2	3
3	0,4	0,2	0,4	0,7	0,6	1,2	4,6	2
4	0,5	0,3	0,2	0,6	0,7	2,4	8,7	4
5	0,5	0,5	0	0,5	0	2,8	2,5	3,5
6	0,7	0,2	0,1	0,6	0,5	2,2	3,5	1,5
7	0,8	0,2	0	0,7	0	3,1	4,2	7
8	0,6	0,2	0,4	0,8	0,3	3,7	1,5	1,5
9	0,5	0,4	0,1	0,9	0,4	4,1	7,3	2,5
10	0,4	0,4	0,2	0,8	0,5	5,0	2,0	6

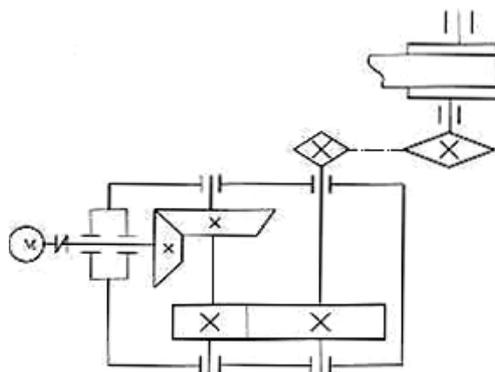
	Дата выдачи	
	Руководитель КП	

Сибирский федеральный университет  
Кафедра Прикладной механики

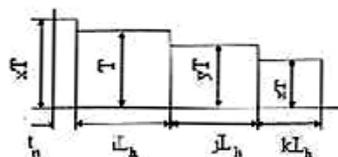
Задание на курсовой проект по Прикладной механике  
студент фак. гр. Задание №12

Спроектировать привод ленточного транспортера: привод состоит из электродвигателя серии АИР, муфты, двухступенчатого коническо-цилиндрического зубчатого редуктора и цепной передачи.

Кинематическая схема привода



Циклограмма нагружения



№ варианта	$i$	$j$	$k$	$y$	$z$	Мощность, кВт	Угловая скорость, $c^{-1}$	Срок службы, $L_H$ . тыс. ч
						$P_{вых}$	$\omega_{вых}$	
1	0,2	0,4	0,4	0,9	0,5	1,5	3,0	5
2	0,3	0,4	0,3	0,8	0,4	4,0	2,7	3
3	0,4	0,2	0,4	0,7	0,6	3,0	2,4	2
4	0,5	0,3	0,2	0,6	0,7	2,5	1,5	4
5	0,5	0,5	0	0,5	0	4,5	2,5	3
6	0,7	0,2	0,1	0,6	0,5	3,5	1,2	1,5
7	0,8	0,2	0	0,7	0	2,8	2,9	5
8	0,6	0,2	0,4	0,8	0,3	1,2	6,4	2,5
9	0,5	0,4	0,1	0,9	0,4	1,1	7,3	8
10	0,4	0,4	0,2	0,8	0,5	0,5	1,7	7,5

Дата выдачи

Руководитель КП

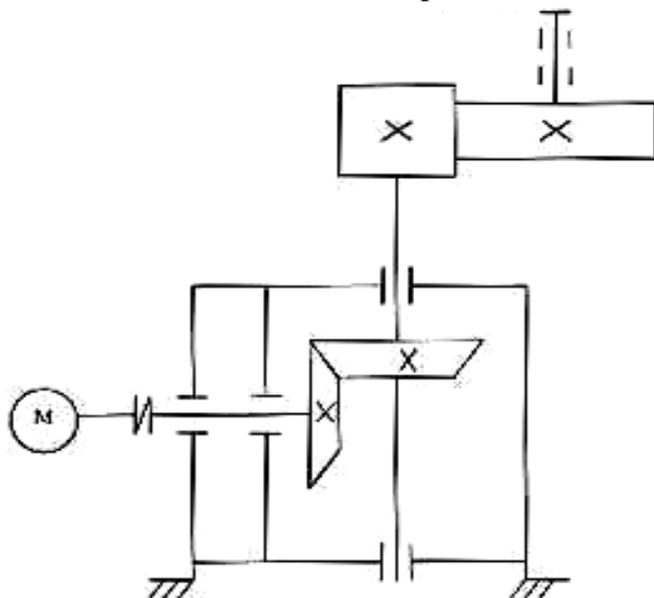


Сибирский федеральный университет  
Кафедра Прикладной механики

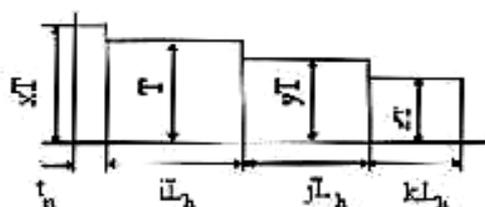
Задание на курсовой проект по Прикладной механике  
студент фак. гр. Задание №14

Спроектировать привод ленточного транспортера: привод состоит из электродвигателя серии АИР, муфты, конического зубчатого редуктора и открытой цилиндрической зубчатой передачи.

Кинематическая схема привода



Циклограмма нагружения



№ варианта	<i>i</i>	<i>j</i>	<i>k</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Мощность, кВт	Угловая скорость, с <sup>-1</sup>	Срок службы, L <sub>H</sub> . тыс. ч
						<i>P<sub>вых</sub></i>	<i>ω<sub>вых</sub></i>	
1	0,2	0,4	0,4	0,9	0,5	1,5	3,0	5
2	0,3	0,4	0,3	0,8	0,4	4,0	2,7	3
3	0,4	0,2	0,4	0,7	0,6	3,0	2,4	2
4	0,5	0,3	0,2	0,6	0,7	2,5	1,5	4
5	0,5	0,5	0	0,5	0	4,5	2,5	3
6	0,7	0,2	0,1	0,6	0,5	3,5	1,2	1,5
7	0,8	0,2	0	0,7	0	2,8	2,9	5
8	0,6	0,2	0,4	0,8	0,3	1,2	6,4	2,5
9	0,5	0,4	0,1	0,9	0,4	1,1	7,3	8
10	0,4	0,4	0,2	0,8	0,5	0,5	1,7	7,5

Дата выдачи

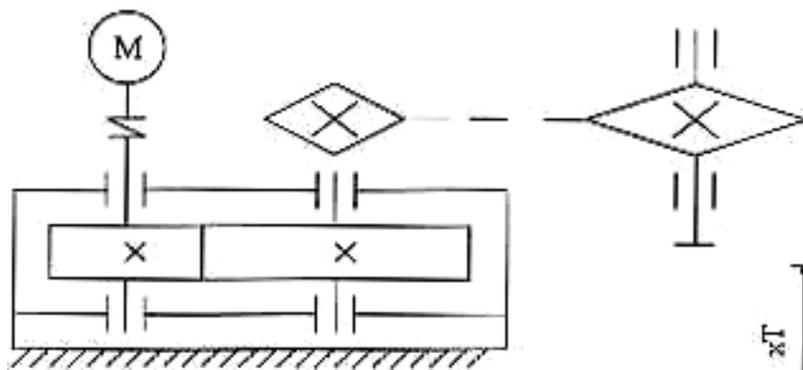
Руководитель КП

Сибирский федеральный университет  
Кафедра Прикладной механики

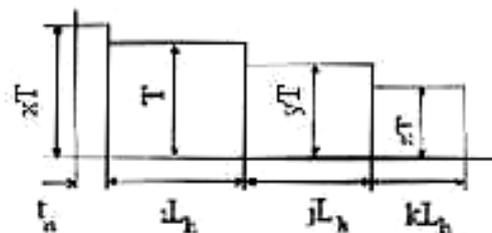
Задание на курсовой проект по Прикладной механике  
студент \_\_\_\_\_ фак. \_\_\_\_\_ гр. \_\_\_\_\_ Задание №15

Спроектировать привод ленточного транспортера: привод состоит из электродвигателя серии АИР, муфты, одноступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора и цепной передачи. Редуктор с вертикальными валами.

Кинематическая схема привода



Циклограмма нагружения



№ варианта	<i>i</i>	<i>j</i>	<i>k</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Мощность, кВт	Угловая скорость, с <sup>-1</sup>	Срок службы, L <sub>H</sub> . тыс. ч
						<i>P</i> <sub>вых</sub>	<i>ω</i> <sub>вых</sub>	
1	0,2	0,4	0,4	0,9	0,5	3	8	4,0
2	0,3	0,4	0,3	0,8	0,4	4	8,3	4,2
3	0,4	0,2	0,4	0,7	0,6	3,2	9,1	4,5
4	0,5	0,3	0,2	0,6	0,7	3,8	10	3,0
5	0,5	0,5	0	0,5	0	4,2	8,7	3,5
6	0,7	0,2	0,1	0,6	0,5	4,5	9,6	2,0
7	0,8	0,2	0	0,7	0	3,5	9,3	2,5
8	0,6	0,2	0,4	0,8	0,3	1,8	8,5	1,5
9	0,5	0,4	0,1	0,9	0,4	2,3	9,5	2,8
10	0,4	0,4	0,2	0,8	0,5	1,2	9,7	5,5

Дата выдачи

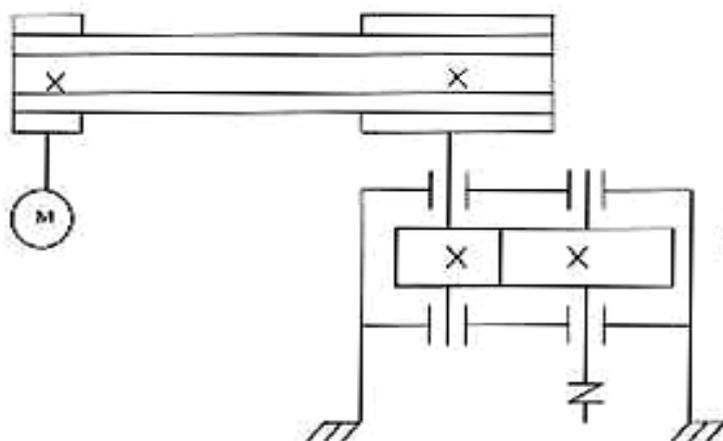
Руководитель КП

Сибирский федеральный университет  
Кафедра Прикладной механики

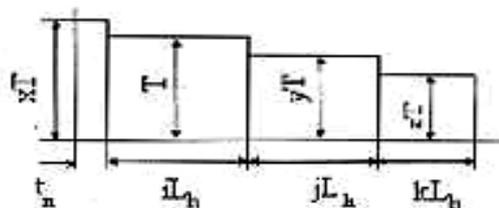
Задание на курсовой проект по Прикладной механике  
студент фак. гр. Задание №16

Спроектировать привод ленточного транспортера: привод состоит из электродвигателя серии АИР, клиноременной передачи, одноступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора и муфты.

Кинематическая схема привода



Циклограмма нагружения



№ варианта	$i$	$j$	$k$	$y$	$z$	Мощность, кВт	Угловая скорость, $c^{-1}$	Срок службы, $L_H$ . тыс. ч
						$P_{вых}$	$\omega_{вых}$	
1	0,2	0,4	0,4	0,9	0,5	3,1	8,2	17
2	0,3	0,4	0,3	0,8	0,4	5	9,1	5
3	0,4	0,2	0,4	0,7	0,6	1,5	9,8	10
4	0,5	0,3	0,2	0,6	0,7	4,6	8	12
5	0,5	0,5	0	0,5	0	2,7	10	15
6	0,7	0,2	0,1	0,6	0,5	1,8	3,6	14
7	0,8	0,2	0	0,7	0	1,1	10,2	7,5
8	0,6	0,2	0,4	0,8	0,3	3,7	8,4	9,5
9	0,5	0,4	0,1	0,9	0,4	2,9	9,2	11
10	0,4	0,4	0,2	0,8	0,5	2,1	8,8	3,5

Дата выдачи

Руководитель КП



## СТАНДАРТЫ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

### 1. ПЕРЕДАЧИ

#### 1.1. ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ

##### 1.1.1. ОБЩИЕ

ГОСТ 9563-60 Колеса зубчатые. Модули.  
ГОСТ 16530-83 Передачи зубчатые. Основные термины, определения и обозначения.

##### 1.1.2. ПЕРЕДАЧИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ

ГОСТ 1643-81 Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.  
ГОСТ 2185-66 Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры.  
ГОСТ 10242-81 Передачи зубчатые реечные. Допуски.  
ГОСТ 13755-81 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур.  
ГОСТ 16531-83 Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения.  
ГОСТ 16532-70 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии.  
ГОСТ 19274-73 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет геометрии.  
ГОСТ 21354-87 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.

##### 1.1.3. ПЕРЕДАЧИ КОНИЧЕСКИЕ

ГОСТ 1758-81 Передачи зубчатые конические и гипоидные. Допуски.  
ГОСТ 12289-76 Передачи зубчатые конические. Основные параметры.  
ГОСТ 13754-81 Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Исходный контур.  
ГОСТ 16202-81 Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Исходный контур.  
ГОСТ 19325-73 Передачи зубчатые конические. Термины, определения и обозначения.  
ГОСТ 19326-73 Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии.  
ГОСТ 19624-74 Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии.

##### 1.1.4. ПЕРЕДАЧИ ЧЕРВЯЧНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ

ГОСТ 2144-93 Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры.  
ГОСТ 3675-81 Передачи червячные цилиндрические. Допуски.  
ГОСТ 18498-89 Передачи червячные. Термины, определения и обозначения.  
ГОСТ 19036-94 Передачи червячные цилиндрические. Исходный червяк и исходный производящий червяк.  
ГОСТ 19650-74 Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии.  
ГОСТ 19672-74 Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка.

ГОСТ 9369-77 Передачи глобоидные. Основные параметры.  
ГОСТ 16502-83 Передачи глобоидные. Допуски.  
ГОСТ 17696-89 Передачи глобоидные. Расчет геометрии.  
ГОСТ 24438-80 Передачи глобоидные. Исходный червяк и исходный производящий червяк.  
ГОСТ 22850-77 Передачи спироидные. Термины, определения и обозначения.

##### 1.1.6. ПЕРЕДАЧИ НОВИКОВА

ГОСТ 14186-69 Колеса зубчатые цилиндрические передач типа Новикова. Модули.  
ГОСТ 15023-76 Передачи Новикова цилиндрические с двумя линиями зацепления. Исходный контур.  
ГОСТ 17774-72 Передачи Новикова с двумя линиями зацепления, цилиндрические. Расчет геометрии.

##### 1.1.7. ПЕРЕДАЧИ ВОЛНОВЫЕ

ГОСТ 30078.1-93 Передачи волновые. Основные технические требования.  
ГОСТ 30078.2-93 Передачи волновые. Типы. Основные параметры и размеры.  
ГОСТ 30078.3-93 Передачи волновые. Исходный контур.

#### 1.2. ПЕРЕДАЧИ РЕМЕННЫЕ

ГОСТ 1284.1-89 Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Основные размеры и методы контроля.  
ГОСТ 1284.2-89 Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Технические условия.  
ГОСТ 1284.3-96 Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемые мощности.  
ГОСТ 5813-93 Ремни вентиляторные клиновые и шкивы для двигателей автомобилей, тракторов и комбайнов.  
ГОСТ 17383-73 Шкивы для плоских приводных ремней.  
ГОСТ 20889-88 Шкивы для приводных клиновых ремней нормальных сечений. Общие технические условия.  
ГОСТ 23831-79 Ремни плоские приводные резино-тканевые. Технические условия.  
ГОСТ 28500-90 Ременные передачи синхронные. Термины и определения.

#### 1.3. ПЕРЕДАЧИ ЦЕПНЫЕ

ГОСТ 591-69 1.3.1. ЦЕПИ РОЛИКОВЫЕ И ВТУЛОЧНЫЕ  
Звездочки к приводным роликовым и втулочным цепям. Методы расчета и построения профиля зуба и инструмента. Допуски.  
ГОСТ 13568-75 Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия.  
ГОСТ 21834-87 Цепи приводные роликовые повышенной прочности и точности.  
ГОСТ 24399-80 Цепи роликовые. Термины и определения.

ГОСТ 13552-81 1.3.2. ЦЕПИ ЗУБЧАТЫЕ  
 Цепи приводные зубчатые. Технические условия.  
 ГОСТ 13576-81 Звездочки для приводных зубчатых цепей. Методы расчета и построение профиля зубьев. Предельные отклонения.

**2. РЕДУКТОРЫ-ПРИВОДЫ**

ГОСТ 16162-93 Редукторы зубчатые. Общие технические условия.  
 ГОСТ 20373-94 Редукторы и мотор-редукторы зубчатые. Варианты сборки.  
 ГОСТ 24266-94 Концы валов редукторов и мотор-редукторов. Основные размеры, допускаемые крутящие моменты.  
 ГОСТ 24386-91 Механизмы ведущие и ведомые. Высоты осей.  
 ГОСТ 24439-80 Мотор-редукторы волновые зубчатые типа 2МВз. Основные параметры и размеры.  
 ГОСТ 25022-81 Редукторы планетарные. Основные параметры.  
 ГОСТ 25301-95 Редукторы цилиндрические. Основные параметры.  
 ГОСТ 25484-93 Мотор-редукторы зубчатые. Общие технические условия.  
 ГОСТ 26218-94 Редукторы и мотор-редукторы волновые зубчатые. Параметры и размеры.  
 ГОСТ 26543-94 Мотор-редукторы планетарные. Основные параметры.  
 ГОСТ 27142-86 Редукторы конические и коническо-цилиндрические. Основные параметры.  
 ГОСТ 27701-88 Редукторы червячные цилиндрические. Основные параметры.  
 ГОСТ 27871-88 Редукторы общего назначения. Методы определения уровня звуковой мощности.  
 ГОСТ 29067-91 Редукторы и мотор-редукторы. Классификация.  
 ГОСТ 29285-95 Приводы механические. Методы испытаний.  
 ГОСТ 30077-93 Мотор-барабаны. Основные параметры.  
 ГОСТ 30164-94 Редукторы и мотор-редукторы зубчатые, приводы блочно-модульные. Конструктивные исполнения по способу монтажа.

**3. ВАРИАТОРЫ**

ГОСТ 10819-93 Вариаторы цепные. Основные параметры.  
 ГОСТ 22931-93 Вариаторы с широким клиновым ремнем.  
 ГОСТ 24848.1-81 Ремни клиновые вариаторные для промышленного оборудования. Основные размеры и методы их контроля.  
 ГОСТ 24848.2-81 Ремни клиновые вариаторные для промышленного оборудования. Технические условия.  
 ГОСТ 24848.3-81 Ремни клиновые вариаторные для промышленного оборудования. Расчет передач и передаваемые мощности.  
 ГОСТ 26379-84 Ремни клиновые широкие для вариаторов сельхозмашин. Технические условия.  
 ГОСТ 26546-93 Вариаторы цепные. Общие технические условия.

ГОСТ 26957-86 Е Вариаторы с широким клиновым ремнем. Общие технические условия.  
 ГОСТ 28358-89 Вариаторы общего назначения с гибкой связью. Термины и определения.

**4. МУФТЫ**

ГОСТ 5006-94 Муфты зубчатые. Технические условия.  
 ГОСТ 5147-80 Муфты шарнирные. Основные параметры. Конструкция и размеры.  
 ГОСТ 14084-93 Муфты упругие со звездочкой. Параметры. Конструкция и размеры.  
 ГОСТ 15620-93 Муфты предохранительные кулачковые. Параметры и размеры.  
 ГОСТ 15621-93 Муфты предохранительные шариковые. Параметры и размеры.  
 ГОСТ 15622-77 Муфты предохранительные фрикционные общего применения. Основные параметры и размеры.  
 ГОСТ 18306-72 Муфты электромагнитные с механической связью. Термины и определения.  
 ГОСТ 19107-73 Муфты механические. Ряды номинальных крутящих моментов.  
 ГОСТ 20720-93 Муфты кулачково-дисковые. Параметры и размеры.  
 ГОСТ 20742-93 Муфты цепные. Параметры и размеры.  
 ГОСТ 20761-80 Муфты фланцевые. Основные параметры. Габаритные и присоединительные размеры.  
 ГОСТ 20884-93 Муфты упругие с торобразной оболочкой. Типы, параметры и размеры.  
 ГОСТ 21424-93 Муфты упругие втулочно-пальцевые. Параметры и размеры.  
 ГОСТ 23106-93 Муфты продольно-свертные. Параметры. Конструкция и размеры.  
 ГОСТ 24246-96 Муфты втулочные. Основные параметры. Конструкция и размеры.  
 ГОСТ 25021-93 Муфты упругие с промежуточным диском. Параметры и размеры.  
 ГОСТ 26455-85 Муфты дисковые полужесткие. Основные параметры и размеры.  
 ГОСТ 27286-87 Муфты управляемые механические фрикционные с электромагнитным переключением.

**5. ПРУЖИНЫ**

ГОСТ 3057-90 Пружины тарельчатые. Общие технические условия.  
 ГОСТ 13764-86 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. Классификация.  
 ГОСТ 13765-86 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. Обозначение параметров, методика определения размеров.  
 ГОСТ 13766-86 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения. Основные параметры витков.  
 ГОСТ 13776-86 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения. Основные параметры витков.  
 ГОСТ 16118-70 Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. Технические условия.

**6. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ**

**6.1. ОБЩИЕ**

ГОСТ 4.479-87	Система показателей качества продукции. Подшипники качения. Номенклатура показателей.
ГОСТ 520-89	Подшипники качения. Общие технические условия.
ГОСТ 3189-89	Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений.
ГОСТ 3395-89	Подшипники шариковые и роликовые. Типы и конструктивные разновидности.
ГОСТ 3478-79	Подшипники качения. Основные размеры.
ГОСТ 18854-94	Подшипники качения. Статическая грузоподъемность.
ГОСТ 18855-94	Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность).
ГОСТ 20918-75	Подшипники качения. Методы расчета предельной частоты вращения.
ГОСТ 24810-81	Подшипники качения. Зазоры.
ГОСТ 24955-81	Подшипники качения. Термины и определения.
ГОСТ 25256-82	Подшипники качения. Допуски. Термины и определения.

**6.2. ТИПЫ ПОДШИПНИКОВ**

ГОСТ 831-75	Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные. Типы и основные размеры.
ГОСТ 832-78	Подшипники шариковые радиально-упорные сдвоенные. Типы и основные размеры.
ГОСТ 3635-78	Подшипники шарнирные. Технические условия.
ГОСТ 3722-81	Подшипники качения. Шарики. Технические условия.
ГОСТ 4060-78	Подшипники роликовые игольчатые с одним наружным кольцом. Технические условия.
ГОСТ 4252-75	Подшипники шариковые радиально-упорные двухрядные. Основные размеры.
ГОСТ 4657-82	Подшипники роликовые радиальные игольчатые однорядные. Основные размеры. Технические требования.
ГОСТ 5377-79	Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами без внутреннего или наружного кольца. Типы и основные размеры.
ГОСТ 5721-75	Подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные. Типы и основные размеры.
ГОСТ 6364-78	Подшипники роликовые конические двухрядные. Основные размеры.
ГОСТ 6870-81	Подшипники качения. Ролики игольчатые. Технические условия.
ГОСТ 7242-81	Подшипники шариковые радиальные однорядные с защитными шайбами. Технические условия.
ГОСТ 7634-75	Подшипники радиальные роликовые многорядные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.

ГОСТ 7872-89	Подшипники упорные шариковые однорядные и двойные. Основные размеры.
ГОСТ 8328-75	Подшипники радиальные роликовые с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры.
ГОСТ 8338-75	Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры.
ГОСТ 8419-75	Подшипники роликовые конические четырехрядные. Основные размеры.
ГОСТ 8545-75	Подшипники шариковые и роликовые двухрядные с закрепительными втулками. Типы и основные размеры.
ГОСТ 8882-75	Подшипники шариковые радиальные однорядные с уплотнениями. Технические условия.
ГОСТ 8995-75	Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные с одним разъемным кольцом. Типы и основные размеры.
ГОСТ 9592-75	Подшипники шариковые радиальные с выступающим внутренним кольцом. Технические условия.
ГОСТ 9942-90	Подшипники упорно-радиальные роликовые сферические однорядные. Технические условия.
ГОСТ 10058-90	Подшипники шариковые радиальные однорядные с упорным бортом малогабаритные.
ГОСТ 20531-75	Подшипники роликовые игольчатые радиально-упорные комбинированные. Технические условия.
ГОСТ 20821-75	Подшипники шариковые упорно-радиальные двухрядные с углом контакта 60°. Технические условия.
ГОСТ 22696-77	Подшипники качения. Ролики цилиндрические короткие. Технические условия.
ГОСТ 23179-78	Подшипники качения радиальные шариковые однорядные гибкие. Технические условия.
ГОСТ 23526-79	Подшипники роликовые упорные с цилиндрическими роликами однорядные. Типы и основные размеры.
ГОСТ 24310-80	Подшипники радиальные роликовые игольчатые без колец. Технические условия.
ГОСТ 24696-81	Подшипники роликовые радиальные сферические с симметричными роликами. Основные размеры.
ГОСТ 24850-81	Подшипники шариковые радиальные однорядные с двумя уплотнениями с широким внутренним кольцом и сферической наружной поверхностью наружного кольца. Основные размеры.
ГОСТ 24954-81	Подшипники роликовые радиальные однорядные с бочкообразными. Основные размеры.
ГОСТ 25255-82	Подшипники качения. Ролики цилиндрические длинные. Технические условия.

ГОСТ 26290-90	Подшипники радиальные и упорные двойные роликовые комбинированные. Технические условия.
ГОСТ 26576-85	Кольца стопорные эксцентрические и концентрические и винты установочные для крепления шариковых подшипников
ГОСТ 27057-86	Подшипники упорные роликовые однорядные. Основные размеры.
ГОСТ 27365-87	Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности. Основные размеры.
ГОСТ 28428-90	Подшипники радиальные шариковые сферические 2-рядные. Технические условия.
ГОСТ 29241-91	Подшипники упорно-радиальные шариковые однорядные с углом контакта 60°. Технические условия.
ГОСТ 29242-91	Подшипники упорные роликовые однорядные с короткими цилиндрическими роликами без колец. Технические условия.
<b>6.3. УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ</b>	
ГОСТ 2893-82	Подшипники качения. Канавки под упорные пружинные кольца. Кольца пружинные упорные. Размеры.
ГОСТ 3325-85	Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки.
ГОСТ 8530-90	Подшипники качения. Гайки, шайбы и скобы для крепежных и стяжных втулок. Технические условия.
ГОСТ 11871-88	Гайки круглые шлицевые класса точности А. Технические условия.
ГОСТ 11872-89	Шайбы стопорные многолапчатые. Технические условия.
ГОСТ 13014-80	Втулки стяжные подшипников качения.
ГОСТ 13940-86	Кольца пружинные упорные плоские наружные концентрические и канавки для них. Конструкция и размеры.
ГОСТ 13941-86	Кольца пружинные упорные плоские внутренние концентрические и канавки для них. Конструкция и размеры.
ГОСТ 13942-86	Кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрические и канавки для них. Конструкция и размеры.
ГОСТ 13943-86	Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические и канавки для них. Конструкция и размеры.
ГОСТ 13944-86	Кольца пружинные упорные плоские и канавки для них. Общие технические условия.
ГОСТ 14734-69	Шайбы концевые. Конструкция.
ГОСТ 20226-82	Подшипники качения. Запечники для установки подшипников качения. Размеры.
ГОСТ 24208-80	Втулки крепежные подшипников качения. Основные размеры.
ГОСТ 25455-82	Подшипники качения. Втулки крепежные и стяжные. Технические условия.
ГОСТ 26756-85	Подшипники качения. Кольца стопорные эксцентрические и концентрические и винты установочные для крепления шарикоподшипников. Технические условия.

ГОСТ 28707-88	Подшипники качения. Кольца упорные фасонные. Технические условия.
<b>7. ЭЛЕМЕНТЫ УСТАНОВОЧНЫЕ</b>	
ГОСТ 2832-77	Кольца установочные с винтовым креплением. Конструкция и размеры.
ГОСТ 2833-77	Кольца пружинные для стопорения винтов и канавки для них. Конструкция и размеры.
ГОСТ 3130-77	Кольца установочные со штифтовым креплением. Конструкция и размеры.
ГОСТ 9650-80	Оси. Технические условия.
<b>8. УПЛОТНЕНИЯ</b>	
ГОСТ 8752-79	Манжеты резиновые, армированные для уплотнения валов.
<b>9. ШПОНКИ</b>	
ГОСТ 8790-79	Соединения шпоночные с призматическими направляющими шпонками с креплением на валу. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 10748-79	Соединения шпоночные с призматическими высокими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 14737-69	Шпонки призматические привертные. Конструкция.
ГОСТ 14738-69	Шпонки ступенчатые. Конструкция.
ГОСТ 14739-69	Шпонки круглые. Конструкция.
ГОСТ 14740-69	Штыри. Конструкция.
ГОСТ 23360-78	Соединения шпоночные призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 24068-80	Соединения шпоночные с клиновыми шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 24069-80	Соединения шпоночные с тангенциальными нормальными шпонками. Размеры сечений шпонок и пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 24070-80	Соединения шпоночные с тангенциальными усиленными шпонками. Размеры сечений шпонок и пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 24071-80	Соединения шпоночные с сегментными шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
ГОСТ 29175-91	Шпонки призматические низкие и шпоночные пазы. Размеры и допуски.
ГОСТ 30173-96	Соединения шпоночные с призматическими скользящими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
<b>10. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ</b>	
ГОСТ 1139-58	Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные. Размеры, допуски и посадки.
ГОСТ 1139-80	Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски.
ГОСТ 6033-51	Соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.

ГОСТ 6033-80 Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°. Размеры, допуски и измеряемые величины.  
 ГОСТ 21425-75 Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные. Методы расчета нагрузочной способности.

## 11. РЕЗЬБЫ

### 11.1. ОБЩИЕ

ГОСТ 1759.0-87 Болты, винты, шпильки и гайки. Технические условия.  
 ГОСТ 1759.1-82 Болты, винты, шпильки, гайки и шурупы. Допуски. Методы контроля размеров и отклонений формы и расположения поверхностей.  
 ГОСТ 1759.2-82 Болты, винты и шпильки. Дефекты поверхности и методы контроля.  
 ГОСТ 1759.3-82 Гайки. Дефекты поверхности и методы контроля.  
 ГОСТ 1759.4-87 Болты, винты и шпильки. Механические свойства и методы испытаний.  
 ГОСТ 1759.5-87 Гайки. Механические свойства и методы испытаний.  
 ГОСТ 2904-91 Метки на деталях с левой резьбой.  
 ГОСТ 6424-73 Зев (отверстие), конец ключа и размер "под ключ".  
 ГОСТ 10549-80 Выход резьбы. Сбеги, недорезы, проточки и фаски  
 ГОСТ 11284-75 Отверстия сквозные под крепежные детали. Размеры.  
 ГОСТ 11708-82 Резьба. Термины и определения.  
 ГОСТ 12414-94 Концы болтов, винтов и шпилек. Размеры.  
 ГОСТ 12415-80 Отверстия под концы установочных винтов. Типы и размеры.  
 ГОСТ 12876-67 Поверхности опорные под крепежные детали. Размеры.  
 ГОСТ 13682-80 Места под ключи гаечные. Размеры.  
 ГОСТ 14140-81 Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей.  
 ГОСТ 16030-70 Отверстия сквозные квадратные и продолговатые под крепежные детали. Формы и размеры.  
 ГОСТ 17769-83 Изделия крепежные. Правила приемки.  
 ГОСТ 18160-72 Изделия крепежные. Упаковка, маркирование, транспортировка и хранение.  
 ГОСТ 19256-73 Стержни под накатывание метрической резьбы. Диаметры.  
 ГОСТ 19257-73 Отверстия под нарезание метрической резьбы. Диаметры.  
 ГОСТ 19258-73 Стержни под нарезание метрической резьбы. Диаметры.  
 ГОСТ 24670-81 Болты, винты и шурупы. Радиусы под головкой.  
 ГОСТ 24671-84 Болты, винты и шурупы с шестигранной головкой и гайки шестигранные. Размеры "под ключ".  
 ГОСТ 25556-82 Винты установочные. Механические свойства и методы испытаний.  
 ГОСТ 27017-86 Изделия крепежные. Термины и определения.  
 ГОСТ 27148-86 Изделия крепежные. Выход резьбы. Сбеги, недорезы и проточки. Размеры.

### 11.2. РЕЗЬБЫ МЕТРИЧЕСКИЕ

ГОСТ 4608-81 Резьба метрическая. Посадки с натягом.  
 ГОСТ 8724-81 Резьба метрическая. Диаметры и шаги.

ГОСТ 9150-81 Резьба метрическая. Профиль.  
 ГОСТ 16093-81 Резьба метрическая. Допуски. Посадки с зазором.  
 ГОСТ 24705-81 Резьба метрическая. Основные размеры.  
 ГОСТ 24834-81 Резьба метрическая. Допуски. Переходные посадки.

### 11.3. РЕЗЬБЫ ТРАПЕЦЕИДАЛЬНЫЕ И УПОРНЫЕ

ГОСТ 9484-81 Резьба трапецеидальная. Профили.  
 ГОСТ 9562-81 Резьба трапецеидальная однозаходная. Допуски.  
 ГОСТ 10177-82 Резьба упорная. Профиль и основные размеры.  
 ГОСТ 13535-87 Резьба упорная усиленная 45°.  
 ГОСТ 24737-81 Резьба трапецеидальная однозаходная. Основные размеры.  
 ГОСТ 24738-81 Резьба трапецеидальная. Диаметры и шаги.  
 ГОСТ 2473 9-81 Резьба трапецеидальная многозаходная.  
 ГОСТ 25096-82 Резьба упорная. Допуски.

### 11.4. ДРУГИЕ ВИДЫ РЕЗЬБ

ГОСТ 6042-83 Резьба Эриксона круглая. Профили, размеры и предельные отклонения.  
 ГОСТ 6111 -52 Резьба коническая дюймовая с углом профиля 60°.  
 ГОСТ 6211 -81 Резьба трубная коническая.  
 ГОСТ 6357-81 Резьба трубная цилиндрическая.  
 ГОСТ 21347-75 Стержни под нарезание трубной конической резьбы. Диаметры.  
 ГОСТ 21348-75 Отверстия под нарезание трубной цилиндрической резьбы. Диаметры.  
 ГОСТ 21349-75 Стержни под нарезание трубной конической резьбы. Диаметры.  
 ГОСТ 21350-75 Отверстия под нарезание трубной конической резьбы. Диаметры.  
 ГОСТ 25229-82 Резьба метрическая коническая.

## 12. КРЕПЕЖНЫЕ ИЗДЕЛИЯ

### 12.1. БОЛТЫ

ГОСТ 3033-79 Болты откидные. Конструкция и размеры.  
 ГОСТ 4751-73 Рым-болты. Технические условия.  
 ГОСТ 7783-81 Болты с полукруглой головкой и усом класса точности С. Конструкция и размеры.  
 ГОСТ 7785-81 Болты с потайной головкой и усом класса точности С. Конструкция и размеры.  
 ГОСТ 7786-81 Болты с потайной головкой и квадратным подголовником класса точности С. Конструкция и размеры.  
 ГОСТ 7787-81 Болты шинные.  
 ГОСТ 7795-70 Болты с шестигранной уменьшенной головкой и направляющим подголовником класса точности В. Конструкция и размеры.  
 ГОСТ 7796-70 Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности В. Конструкция и размеры.

## Продолжение прил. 4

ГОСТ 7798-70 Болты с шестигранной головкой класса точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 7801-81 Болты с увеличенной полукруглой головкой и усом класса точности С. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 7805-70 Болты с шестигранной головкой класса точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 7808-70 Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 7811-70 Болты с шестигранной уменьшенной головкой и направляющим подголовником класса точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 7817-80 Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А для отверстий из-под развертки. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 15589-70 Болты с шестигранной головкой класса точности С. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 15590-70 Болты с шестигранной уменьшенной головкой и направляющим подголовником класса точности С. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 15591-70 Болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности С. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 17673-81 Болты с увеличенной потайной головкой и квадратным подголовником класса точности С. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 22353-77 Болты высокопрочные класса точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 22356-77 Болты и гайки высокопрочные. Общие технические условия.  
ГОСТ 24379.0-80 Болты фундаметные. Общие технические условия.  
ГОСТ 24379.1-80 Болты фундаметные. Конструкция и размеры.

### 12.2. ГАЙКИ

ГОСТ 2524-70 Гайки шестигранные с уменьшенным размером "под ключ" класса точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 2526-70 Гайки шестигранные низкие с уменьшенным размером "под ключ" класса точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 2528-73 Гайки шестигранные прорезные с уменьшенным размером "под ключ" класса точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 3032-76 Гайки-барашки. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 5915-70 Гайки шестигранные класса точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 5916-70 Гайки шестигранные низкие класса точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 5918-73 Гайки шестигранные прорезные и корончатые класса точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 5919-73 Гайки шестигранные прорезные и корончатые низкие класса точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 5927-70 Гайки шестигранные класса точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 5929-70 Гайки шестигранные низкие класса точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 5931-70 Гайки шестигранные особо высокие класса точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 5932-73 Гайки шестигранные прорезные и корончатые класса точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 5933-73 Гайки шестигранные прорезные и корончатые низкие класса точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 5935-73 Гайки шестигранные прорезные низкие с уменьшенным размером "под ключ" класса точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 6393-73 Гайки круглые с отверстием на торце "под ключ" класса точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 8381-73 Гайки круглые с радиально расположенными отверстиями класса точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 10657-80 Гайки круглые со шлицем на торце. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 11860-85 Гайки колпачковые класса точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 15521-70 Гайки шестигранные с уменьшенным размером "под ключ" класса точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 15522-70 Гайки шестигранные низкие с уменьшенным размером "под ключ" класса точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 15523-70 Гайки шестигранные высокие класса точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 15524-70 Гайки шестигранные высокие класса точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 15525-70 Гайки шестигранные особо высокие класса точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 15526-70 Гайки шестигранные класса точности С. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 22354-77 Гайки высокопрочные класса точности В. Конструкция и размеры.

### 12.3. ШАЙБЫ

ГОСТ 6402-70 Шайбы пружинные. Технические условия.  
ГОСТ 6958-78 Шайбы увеличенные. Классы точности А и С. Технические условия.  
ГОСТ 9649-78 Шайбы стальные класса точности А для пальцев. Технические условия.  
ГОСТ 10450-78 Шайбы уменьшенные. Классы точности А и С. Технические условия.  
ГОСТ 10461-81 Шайбы стопорные с зубьями. Общие технические условия.  
ГОСТ 10462-81 Шайбы стопорные с внутренними зубьями. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 10463-81 Шайбы стопорные с наружными зубьями. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 10464-81 Шайбы стопорные с наружными зубьями под винты с потайной и полупотайной головкой с углом 90°. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 10906-78 Шайбы косые. Технические условия.  
ГОСТ 11371-78 Шайбы. Технические условия.  
ГОСТ 11648-75 Шайбы упорные быстросъемные. Технические условия.  
ГОСТ 11872-89 Шайбы стопорные многолапчатые. Технические условия.  
ГОСТ 13463-77 Шайбы стопорные с лапкой. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 13464-77 Шайбы стопорные с лапкой уменьшенные. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 13465-77 Шайбы стопорные с носком. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 13466-77 Шайбы стопорные с носком уменьшенные. Конструкция и размеры.

**Продолжение прил. 4**

ГОСТ 18123-82 Шайбы. Общие технические условия.  
ГОСТ 22355-77 Шайбы класса точности С к высокопрочным болтам. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 28961-91 Шайбы плоские для шестигранных болтов, винтов и гаек. Общий план.

**12.4. ШПЛИНТЫ, ШТИФТЫ, ШПИЛЬКИ, ПАЛЬЦЫ**

ГОСТ 397-79 Шплинты. Технические условия.  
ГОСТ 3128-70 Штифты цилиндрические незакаленные. Технические условия.  
ГОСТ 3129-70 Штифты конические незакаленные. Технические условия.  
ГОСТ 9464-79 Штифты конические с внутренней резьбой, незакаленные. Технические условия.  
ГОСТ 9465-79 Штифты конические с резьбовой цапфой, незакаленные. Технические условия.  
ГОСТ 10773-93 Штифты цилиндрические насечные с коническими насечками. Технические условия.  
ГОСТ 12207-79 Штифты цилиндрические с внутренней резьбой. Технические условия.  
ГОСТ 12850-80 Штифты цилиндрические насечные. Технические условия.  
ГОСТ 14229-93 Штифты пружинные. Технические условия.  
ГОСТ 19119-80 Штифты конические разводные. Технические условия.  
ГОСТ 22032-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиной  $1d$ . Класс точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 22033-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиной  $1d$ . Класс точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 22034-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиной  $1,25d$ . Класс точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 22035-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиной  $1,25d$ . Класс точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 22036-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиной  $1,6d$ . Класс точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 22037-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиной  $1,6d$ . Класс точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 22038-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиной  $2d$ . Класс точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 22039-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиной  $2d$ . Класс точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 22040-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиной  $2,5d$ . Класс точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 22041-76 Шпильки с ввинчиваемым концом длиной  $2,5d$ . Класс точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 22042-76 Шпильки для деталей с гладкими отверстиями. Класс точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 22043-76 Шпильки для деталей с гладкими отверстиями. Класс точности А. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 24296-93 Штифты цилиндрические закаленные. Технические условия.  
ГОСТ 26862-86 Штифты. Общие технические условия.

**12.5. ВИНТЫ**

ГОСТ 1476-93 Винты установочные с коническим концом и прямым шлицем А и В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 1477-93 Винты установочные с плоским концом и прямым шлицем классов точности А и В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 1478-93 Винты установочные с цилиндрическим концом и прямым шлицем классов точности А и В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 1479-93 Винты установочные с засверленным концом классов точности А и В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 1481-84 Винты установочные с шестигранной головкой и цилиндрическим концом классов точности А и В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 1482-84 Винты установочные с квадратной головкой и цилиндрическим концом классов точности А и В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 1483-84 Винты установочные с шестигранной головкой и ступенчатым концом с конусом классов точности А и В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 1485-84 Винты установочные с квадратной головкой и засверленным концом классов точности А и В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 1486-84 Винты установочные с квадратной головкой и ступенчатым концом классов точности А и В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 1488-84 Винты установочные с квадратной головкой и буртиком классов точности А и В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 1491-80 Винты с цилиндрической головкой класса точности А и В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 2833-77 Кольца пружинные для стопорения винтов и канавки для них. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 8878-93 Винты установочные с коническим концом и шестигранным углублением "под ключ" класса точности А и В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 10336-80 Винты с цилиндрической головкой невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 10337-80 Винты с цилиндрической головкой и сферой невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 10338-80 Винты с шестигранной головкой невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 10339-80 Винты с потайной головкой невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.  
ГОСТ 10340-80 Винты с полупотайной головкой невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.

**Продолжение прил. 4**

ГОСТ 10341-80 Винты с полукруглой головкой невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10342-80 Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением "под ключ" невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10343-80 Винты с лыской "под ключ" невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10344-80 Винты с накатанной головкой невыпадающие класса точности В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 10618-80 Винты самонарезающиеся для металла и пластмассы. Общие технические условия.

ГОСТ 10619-80 Винты самонарезающиеся с потайной головкой для металла и пластмасс. Общие технические условия.

ГОСТ 10620-80 Винты самонарезающиеся с полупотайной головкой для металла и пластмассы. Общие технические условия.

ГОСТ 10621-80 Винты самонарезающиеся с полукруглой головкой для металла и пластмассы. Общие технические условия.

ГОСТ 10753-86 Шлицы крестообразные для винтов и шурупов. Размеры и методы контроля.

ГОСТ 11074-93 Винты установочные с плоским концом и шестигранным углублением "под ключ" класса точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 11075-93 Винты установочные с цилиндрическим концом и шестигранным углублением "под ключ" класса точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 11644-75 Винты с цилиндрической скругленной головкой класса точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 11650-80 Винты самонарезающиеся с полукруглой головкой и заостренным концом для металла и пластмассы. Конструкция и размеры.

ГОСТ 11651-80 Винты самонарезающиеся с полупотайной головкой и заостренным концом для металла и пластмассы. Конструкция и размеры.

ГОСТ 11652-80 Винты самонарезающиеся с потайной головкой и заостренным концом для металла и пластмассы. Конструкция и размеры.

ГОСТ 11738-84 Винты с цилиндрической головкой и шестигранным отверстием "под ключ" класса точности А. Конструкция и размеры.

ГОСТ 17473-80 Винты с полукруглой головкой класса точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 17474-80 Винты с полу потайной головкой класса точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 17475-80 Винты с потайной головкой класса точности А и В. Конструкция и размеры.

ГОСТ 21331-75 Винты с накатанной высокой головкой. Конструкция и размеры.

ГОСТ 21332-75 Винты с накатанной низкой головкой. Конструкция и размеры.

ГОСТ 21333-75 Винты с накатанной низкой головкой и коническим концом. Конструкция и размеры.

ГОСТ 21334-75 Винты с накатанной низкой головкой и ступенчатым концом. Конструкция и размеры.

ГОСТ 21335-75 Винты с накатанной низкой головкой и заостренным концом. Конструкция и размеры.

ГОСТ 21336-75 Винты с накатанной низкой головкой и закругленным концом. Конструкция и размеры.

ГОСТ 21337-75 Винты с накатанной низкой головкой и цилиндрическим концом. Конструкция и размеры.

ГОСТ 21338-75 Винты с накатанной головкой. Технические требования.

ГОСТ 24669-81 Шлицы прямые для винтов и шурупов.

ГОСТ 28962-91 Винты с внешним шестигранником в головке и утолщенным стержнем. Технические условия.

ГОСТ 28963-91 Винты с внешним шестигранником в полукруглой головкой и утолщенным стержнем. Технические условия.

ГОСТ 28964-91 Винты с внешним шестигранным углублением и заостренным концом. Технические условия.

**13. КОНСТРУКТИВНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ**

ГОСТ 8820-69 Канавки для выхода шлифовального круга. Форма и размеры.

ГОСТ 10948-64 Радиусы закруглений и фаски. Размеры.

ГОСТ 12080-66 Концы валов цилиндрические. Основные размеры, допускаемые крутящие моменты.

ГОСТ 12081-72 Концы валов конические с конусностью 1:10. Основные размеры. Допускаемые крутящие моменты.

ГОСТ 14034-74 Отверстия центровые. Размеры.

ГОСТ 14775-81 Канавки для выхода долбяков. Размеры.

ГОСТ 19534-74 Балансировка вращающихся тел. Термины.

ГОСТ 21098-82 Цепи кинематические. Методы расчета точности.

ГОСТ 22061-76 Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения.

ГОСТ 23170-78Е Упаковка для изделий машиностроения. Общие требования.

ГОСТ 26358-84 Отливки из чугуна. Общие технические условия.

ГОСТ 26645-85 Отливки из металлов и сплавов. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку.

**14. КОРПУСА И КРЫШКИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ**

ГОСТ 13218.1-80 Корпуса типа ШМ подшипников качения диаметром от 47 до 150 мм. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.2-80 Корпуса типа ШМ подшипников качения диаметром от 160 до 400 мм. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.3-80 Корпуса типа УМ подшипников качения диаметром от 80 до 150 мм. Конструкция и размеры.

## Продолжение прил. 4

ГОСТ 13218.4-80 Корпуса типа УМ подшипников качения диаметром от 160 до 400 мм. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.5-80 Корпуса типа ШБ подшипников качения диаметром от 90 до 150 мм. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.6-80 Корпуса типа ШБ подшипников качения диаметром от 160 до 400 мм. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.7-80 Корпуса типа УБ подшипников качения диаметром от 85 до 150 мм. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.8-80 Корпуса типа УБ подшипников качения диаметром от 160 до 400 мм. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.9-80 Корпуса типа РШ подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.10-80 Корпуса типа РУ подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13218.11-80 Корпуса подшипников качения. Технические требования.

ГОСТ 13219.1-81 Крышки торцевые глухие низкие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.2-81 Крышки торцевые глухие низкие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.3-81 Крышки торцевые глухие высокие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.4-81 Крышки торцевые глухие высокие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.5-81 Крышки торцевые с манжетным уплотнением низкие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.6-81 Крышки торцевые с манжетным уплотнением низкие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.7-81 Крышки торцевые с манжетным уплотнением средние диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.8-81 Крышки торцевые с манжетным уплотнением средние диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.9-81 Крышки торцевые с манжетным уплотнением высокие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.10-81 Крышки торцевые с манжетным уплотнением высокие диаметром от 100 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.11-81 Крышки торцевые с канавками низкие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.12-81 Крышки торцевые с канавками низкие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.13-81 Крышки торцевые с канавками средние диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.14-81 Крышки торцевые с канавками средние диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.15-81 Крышки торцевые с канавками высокие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.16-81 Крышки торцевые с канавками высокие диаметром от 100 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 13219.17-81 Крышки торцевые корпусов подшипников качения. Технические требования.

### 15. КРЫШКИ ПОДШИПНИКОВ

ГОСТ 11641-73 Крышки торцевые с канавкой для уплотнительного кольца. Размеры и конструкция.

ГОСТ 18511-73 Крышки торцевые глухие. Конструкция и размеры.

ГОСТ 18512-73 Крышки торцевые с отверстием для манжетного уплотнения. Конструкция и размеры.

ГОСТ 18513-73 Крышки торцевые с жировыми канавками. Конструкция и размеры.

ГОСТ 18514-73 Крышки торцевые узлов подшипников качения. Технические условия.

### 16. ОБЩИЕ

ГОСТ 9.032-74 ЕСЗКС. Покрyтия лакокрасочные. Группы, технические требования и обозначения.

ГОСТ 9.306-85 ЕСЗКС. Покрyтия металлические и неметаллические. Обозначения.

ГОСТ 2999-75 Методы испытаний. Измерение твердости алмазной пирамидкой (по Викерсу).

ГОСТ 9012-59 Методы испытаний. Измерение твердости по Бринеллю.

ГОСТ 9013-59 Методы испытаний. Измерение твердости по Роквеллу.

ГОСТ 6636-69 Нормальные линейные размеры.

ГОСТ 8593-81 Нормальные конусности и углы конусов.

ГОСТ 8908-81 Нормальные углы и допуски углов.

ГОСТ 25548-82 Конусы и конические соединения. Термины и определения.

### 17. ШЕРЕХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

ГОСТ 2789-73 Шереховатость поверхности. Параметры и характеристики.

ГОСТ 25142-82 Шереховатость поверхности. Термины и определения.

ГОСТ 27964-88 Измерение шереховатости поверхности. Термины и определения.

### 18. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

ГОСТ 7713-62 Основные определения.

ГОСТ 11472-69 Классы точности 02-09.

ГОСТ 24642-81 Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения.

ГОСТ 24643-81 Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения.

ГОСТ 25069-81 Неуказанные допуски формы и расположения поверхностей.

ГОСТ 25307-82 Система допусков и посадок для конических соединений.

ГОСТ 25346-89 Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.

ГОСТ 25347-82 Поля допусков и рекомендуемые посадки.

ГОСТ 25670-83 Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками.  
ГОСТ 28187-89 Отклонения формы и расположения поверхностей. Общие требования к методам измерений.

## 19. МАТЕРИАЛЫ

ГОСТ 82-70 Прокат стальной горячекатаный широкополосный универсальный. Сортамент.  
ГОСТ 103-76 Полоса стальная горячекатанная. Сортамент.  
ГОСТ 380-94 Сталь углеродистая обыкновенного качества. Марки.  
ГОСТ 493-79 Бронзы безоловянистые литейные. Марки.  
ГОСТ 535-88 Прокат сортовой и фасованный из стали углеродистой обыкновенного качества.  
ГОСТ 613-79 Бронзы оловянистые литейные. Марки.  
ГОСТ 977-88 Отливки стальные. Общие технические условия.  
ГОСТ 1050-88 Прокат сортовой, калиброванный, со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали. Общие технические условия.  
ГОСТ 1320-74 Баббиты оловянистые и свинцовые. Технические условия.  
ГОСТ 1412-85 Чугун с пластинчатым графитом для отливок. Марки.  
ГОСТ 1583-93 Сплавы алюминиевые литейные. Технические условия.  
ГОСТ 1585-85 Чугун антифрикционный для отливок. Марки.  
ГОСТ 2590-88 Прокат стальной горячекатаный круглый. Сортамент.  
ГОСТ 2591-88 Прокат стальной горячекатаный квадратный. Сортамент.  
ГОСТ 2879-88 Прокат стальной горячекатаный шестигранный. Сортамент.  
ГОСТ 4543-71 Сталь легированная конструкционная. Технические условия.  
ГОСТ 7293-85 Чугун с шаровидным графитом для отливок. Марки.  
ГОСТ 8239-89 Двутавры стальные горячекатаные. Сортамент.  
ГОСТ 8240-89 Швеллеры стальные горячекатаные. Сортамент.  
ГОСТ 8509-93 Уголки стальные горячекатаные равнополочные. Сортамент.  
ГОСТ 8510-86 Уголки стальные горячекатаные неравнополочные. Сортамент.  
ГОСТ 8786-68 Сталь чистотянутая для шпонок сегментных.  
ГОСТ 8787-68 Сталь чистотянутая для шпонок.  
ГОСТ 9389-75 Проволока стальная углеродистая. Технические условия.  
ГОСТ 14113-78 Сплавы алюминиевые антифрикционные. Марки.  
ГОСТ 14959-79 Прокат из рессорно-пружинной углеродистой и легированной стали. Технические условия.  
ГОСТ 19903-90 Прокат листовой горячекатаный. Сортамент.  
ГОСТ 19904-74 Прокат листовой холоднокатаный. Сортамент.  
ГОСТ 21437-95 Сплавы цинковые антифрикционные. Марки, технические требования и методы испытаний.  
ГОСТ 24285-80 Герметик марки УТ-34.

## 20. СВАРКА

ГОСТ 5264-80 Ручная дуговая сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.  
ГОСТ 8713-79 Сварка под флюсом. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.  
ГОСТ 11533-75 Автоматическая и полуавтоматическая дуговая сварка под флюсом. Соединения сварные под острыми и тупыми углами. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.  
ГОСТ 11534-75 Ручная дуговая сварка. Соединения сварные под острыми и тупыми углами. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.  
ГОСТ 14771-76 Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.  
ГОСТ 14776-79 Дуговая сварка. Соединения сварные точечные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.  
ГОСТ 15164-78 Электрошлаковая сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.  
ГОСТ 15878-79 Контактная сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры.

## 21. ЕСКД

ГОСТ 2.101-68 ЕСКД. Виды изделий.  
ГОСТ 2.102-68 ЕСКД. Виды и комплектность конструкторских документов.  
ГОСТ 2.103-68 ЕСКД. Стадии разработки.  
ГОСТ 2.104-68 ЕСКД. Основные надписи.  
ГОСТ 2.105-95 ЕСКД. Общие требования к текстовым документам.  
ГОСТ 2.106-96 ЕСКД. Текстовые документы.  
ГОСТ 2.108-68 ЕСКД. Спецификация.  
ГОСТ 2.109-73 ЕСКД. Основные требования к чертежам.  
ГОСТ 2.118-73 ЕСКД. Техническое предложение.  
ГОСТ 2.119-73 ЕСКД. Эскизный проект.  
ГОСТ 2.120-73 ЕСКД. Технический проект.  
ГОСТ 2.201-80 ЕСКД. Обозначение изделий и конструкторских документов.  
ГОСТ 2.301-68 ЕСКД. Форматы.  
ГОСТ 2.302-68 ЕСКД. Масштабы.  
ГОСТ 2.303-68 ЕСКД. Линии.  
ГОСТ 2.304-81 ЕСКД. Шрифты чертежей.  
ГОСТ 2.305-68 ЕСКД. Изображения – виды, разрезы, сечения.  
ГОСТ 2.306-68 ЕСКД. Обозначения графические материалов и правила их нанесения на чертежах.  
ГОСТ 2.307-68 ЕСКД. Нанесение размеров и предельных отклонений.  
ГОСТ 2.308-79 ЕСКД. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.

#### Окончание прил. 4

ГОСТ 2.309-73	ЕСКД. Обозначение шероховатости поверхности.	ГОСТ 2.404-75	ЕСКД. Правила выполнения чертежей зубчатых реек.
ГОСТ 2.310-68	ЕСКД. Нанесение на чертежах обозначений покрытий, термической и других видов обработки.	ГОСТ 2.405-75	ЕСКД. Правила выполнения чертежей конических зубчатых колес.
ГОСТ 2.311 -68	ЕСКД. Изображение резьбы.	ГОСТ 2.406-76	ЕСКД. Правила выполнения чертежей цилиндрических червяков и червячных колес.
ГОСТ 2.312-72	ЕСКД. Условные изображения и обозначения швов сварных соединений.	ГОСТ 2.407-75	ЕСКД. Правила выполнения чертежей червяков и червячных колес глобоидных передач.
ГОСТ 2.313-82	ЕСКД. Условные изображения и обозначения неразъемных соединений.	ГОСТ 2.408-68	ЕСКД. Правила выполнения рабочих чертежей звездочек приводных роликовых и втулочных цепей.
ГОСТ 2.314-68	ЕСКД. Указания на чертежах о маркировании и клеймении изделий.	ГОСТ 2.409-75	ЕСКД. Правила выполнения чертежей зубчатых (шлицевых) соединений.
ГОСТ 2.315-68	ЕСКД. Изображения упрощенные и условные крепежных деталей.	ГОСТ 2.410-68	ЕСКД. Правила выполнения чертежей металлических конструкций.
ГОСТ 2.316-68	ЕСКД. Правила нанесения на чертежах надписей, технических требований и таблиц.	ГОСТ 2.420-69	ЕСКД. Упрощенное изображение подшипников качения на сборочных чертежах.
ГОСТ 2.317-69	ЕСКД. Аксонометрические проекции.	ГОСТ 2.421-75	ЕСКД. Правила выполнения рабочих чертежей звездочек для пластинчатых цепей.
ГОСТ 2.318-81	ЕСКД. Правила упрощенного нанесения размеров отверстий.	ГОСТ 2.422-70	ЕСКД. Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес передач Новикова с двумя линиями зацепления.
ГОСТ 2.320-82	ЕСКД. Правила нанесения размеров допусков и посадок конусов.	ГОСТ 2.425-74	ЕСКД. Правила выполнения рабочих чертежей звездочек для зубчатых цепей.
ГОСТ 2.321-84	ЕСКД. Обозначения буквенные.		
ГОСТ 2.401-75	ЕСКД. Правила выполнения чертежей пружин.		
ГОСТ 2.402-68	ЕСКД. Условное обозначение зубчатых колес, реек, червяков и звездочек цепных передач.		
ГОСТ 2.403-75	ЕСКД. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес.		

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### Основной

1. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 9-е изд., перераб. и доп. – М.: Академия, 2006. – 496 с.
2. Синенко, Е.Г. Механика. Курсовое проектирование деталей машин. – 2-е изд. / Е.Г. Синенко, В.И. Сенькин, В.А. Меновщиков. – Красноярск: ИПК СФУ, 2008. – 228 с.

### Дополнительный

3. Решетов, Д.М. Детали машин: учеб. для вузов. – 4-е изд. / Д.М. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
4. Иванов, М.Н. Детали машин: учеб. для вузов. – 7-е изд. / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2002. – 408 с.
5. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. – М.: Машиностроение, 2001.
6. Машиностроение: энцикл. / под ред. Д.М. Решетова. – М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.
7. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование: учеб. пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скобеда. – М.: Технопроект, 2000. – 290 с.
8. Детали машин: Атлас конструкций. – 5-е изд. / под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1992.
9. Ряховский, О.Н. Справочник по муфтам / О.Н. Ряховский, С.С. Иванов. – Л.: Политехника, 1991.
10. Бейзельман, Р.Д. Подшипники качения: справ. / Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1975. – 574 с.
11. Колпаков, А.П. Проектирование и расчет механических передач / А.П. Колпаков, И.Е. Карнаузов. – М.: Колос, 2000. – 328 с.

---

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	4
2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.....	9
2.1. Выбор электродвигателя.....	9
2.2. Уточнение передаточных чисел.....	13
2.3. Частота вращения и угловые скорости валов.....	14
2.4. Вращающие моменты и передаваемые мощности на валах.....	15
3. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ.....	16
3.1. Выбор материалов и вида термообработки.....	16
3.1.1. Цилиндрические и конические передачи.....	16
3.1.2. Червячные передачи.....	18
3.2. Допускаемые контактные напряжения при расчете на усталость зубчатых передач.....	19
3.3. Допускаемые контактные напряжения при расчете на усталость червячных передач.....	21
3.4. Допускаемые напряжения на изгиб зубьев при расчете на усталость зубчатых передач.....	22
3.5. Допускаемые напряжения на изгиб зубьев при расчете на усталость червячных передач.....	24
3.6. Расчет зубчатых передач.....	26
3.6.1. Расчет закрытой цилиндрической передачи.....	26
3.6.2. Расчет конической зубчатой передачи.....	32
3.6.3. Расчет червячных передач.....	39
4. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	44
4.1. Общие сведения.....	44
4.2. Материалы и конструкции плоских ремней.....	45
4.3. Расчет плоскоременной передачи.....	46
4.4. Зубчатоременная передача.....	52
4.5. Расчет клиноременной и поликлиноременной передачи.....	57
5. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	64
5.1. Общие сведения.....	64
5.2. Расчет цепных передач.....	66
6. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ.....	72
6.1. Расстояние между деталями.....	72
6.2. Диаметры валов.....	73
6.3. Выбор типа подшипников.....	76
6.4. Схемы установки подшипников.....	76
7. ПОДШИПНИКИ.....	79
7.1. Общие сведения.....	79
7.2. Подшипники скольжения.....	79
7.3. Подшипники качения.....	84
7.3.1. Классификация подшипников.....	84

7.3.2. Условные обозначения.....	84
7.3.3. Характеристика подшипников.....	84
7.4. Расчет и подбор подшипников.....	92
8. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ.....	97
8.1. Конструктивные элементы.....	97
8.2. Примеры конструкций валов.....	100
8.3. Нагрузки валов.....	103
8.4. Расчет валов на прочность.....	104
9. ВЫБОР РАЗМЕРОВ КОРПУСНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧ, КРЫШЕК И СТАКАНОВ ПОДШИПНИКОВ.....	113
10. РАЗМЕРЫ И ИХ ПРЕДЕЛЬНЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ.....	117
11. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И ЗАПАСЫ ПРОЧНОСТИ.....	125
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	128
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	185