ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВАЛОВ. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Методические указания к контрольной работе
для студентов машиностроительных специальностей
заочной формы обучения

Практическое руководство содержит основные сведения, необходимые для выбора и расчета валов и опор с подшипниками качения, характеристики наиболее распространенных стандартных подшипников, основные технические требования, предъявляемые к поверхностям валов, сопряженных с подшипниками. Представлен порядок и пример выполнения контрольной работы.

Для студентов машиностроительных специальностей заочной формы обучения.

ВВЕДЕНИЕ

При выполнении контрольной работы и курсового проекта по курсам «Детали машин» и «Прикладная механика» студенты испытывают трудности по конструированию и расчету валов и их опор, затрачивая на этот этап значительное время. Причина состоит в том, что опыта конструирования и проектирования у студентов нет, а в учебной и справочной литературе методики расчета валов имеют отличия. Это создает дополнительные сложности при выполнении контрольной работы по разделу «Валы, оси и их опоры» и соответствующих разделов курсового проекта.

В методических указаниях приведены требования и рекомендации по проектированию и расчету валов и их опор, даны таблицы, облегчающие конструирование, изложен порядок проектирования.

Предлагаемые методические указания не заменяют учебной и справочной литературы по курсам «Детали машин» и «Прикладная механика», а лишь в концентрированной форме дают сведения по конструированию и расчету валов.

Методические указания содержат основные сведения, необходимые для выбора и расчета валов и опор с подшипниками качения, характеристики наиболее распространенных стандартных подшипников и основные технические требования, предъявляемые к поверхностям валов, сопряженных с подшипниками.

1 Конструирование валов и осей. Порядок их расчета

1.1 Общие сведения о валах и осях

На валах и осях размещают вращающиеся детали: зубчатые колеса, шкивы, барабаны и т. п. Вал отличается от оси тем, что передает вращающий момент от одной детали к другой, а ось не передает. Например, на рис.1 момент от полумуфты *3* к шестерне *1* передается валом *2*. Вал всегда вращается, а ось может быть вращающейся или не вращающейся.

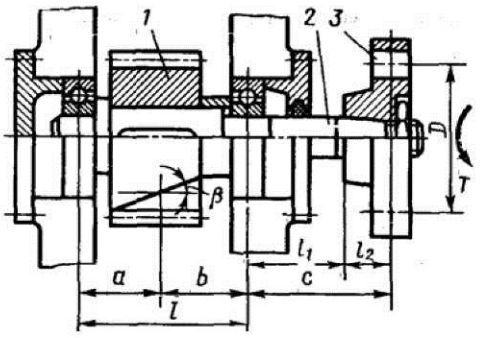


Рис.1 Вал с установленными на него деталями

По конструкции различают валы и оси гладкие, фасонные, или ступенчатые, а также сплошные и полые. Образование ступеней на валу связано с закреплением деталей или самого вала в осевом направлении, а также с возможностью монтажа детали при посадках с натягом. Полыми валы изготовляют для уменьшения массы или в тех случаях, когда через вал пропускают другую деталь, подводят масло и пр.

Различают валы прямые, коленчатые и гибкие. Наибольшее распространение имеют прямые валы. Коленчатые валы применяют в поршневых машинах. Гибкие валы допускают передачу вращения при больших перегибах (например, в зубоврачебных бормашинах). Валы редукторов можно подразделить на входные (быстроходные), выходные (тихоходные) и промежуточные. Большинство быстроходных валов рядных, планетарных и червячных редукторов выполняют за одно целое с зубчатыми венцами (вал-шестерни) или червяками рис.2а. Тихоходные валы передач изготавливают с посадочными шейками диаметром d_c для насадных зубчатых или червячных колес (рис.2б). Быстроходные и тихоходные валы обычно имеют выступающий из корпуса консольный участок с диаметром $d_к$, предназначенный для сопряжения с полумуфтой, зубчатым колесом, шкивом или звездочкой цепной передачи. Промежуточный вал-шестерня показан на рис.2в.

Валы взаимодействуют с насаженными на них деталями и подшипниками. Фиксирование насаженных деталей от проворота осуществляют шпоночными, зубчатыми (шлицевыми) соединениями и

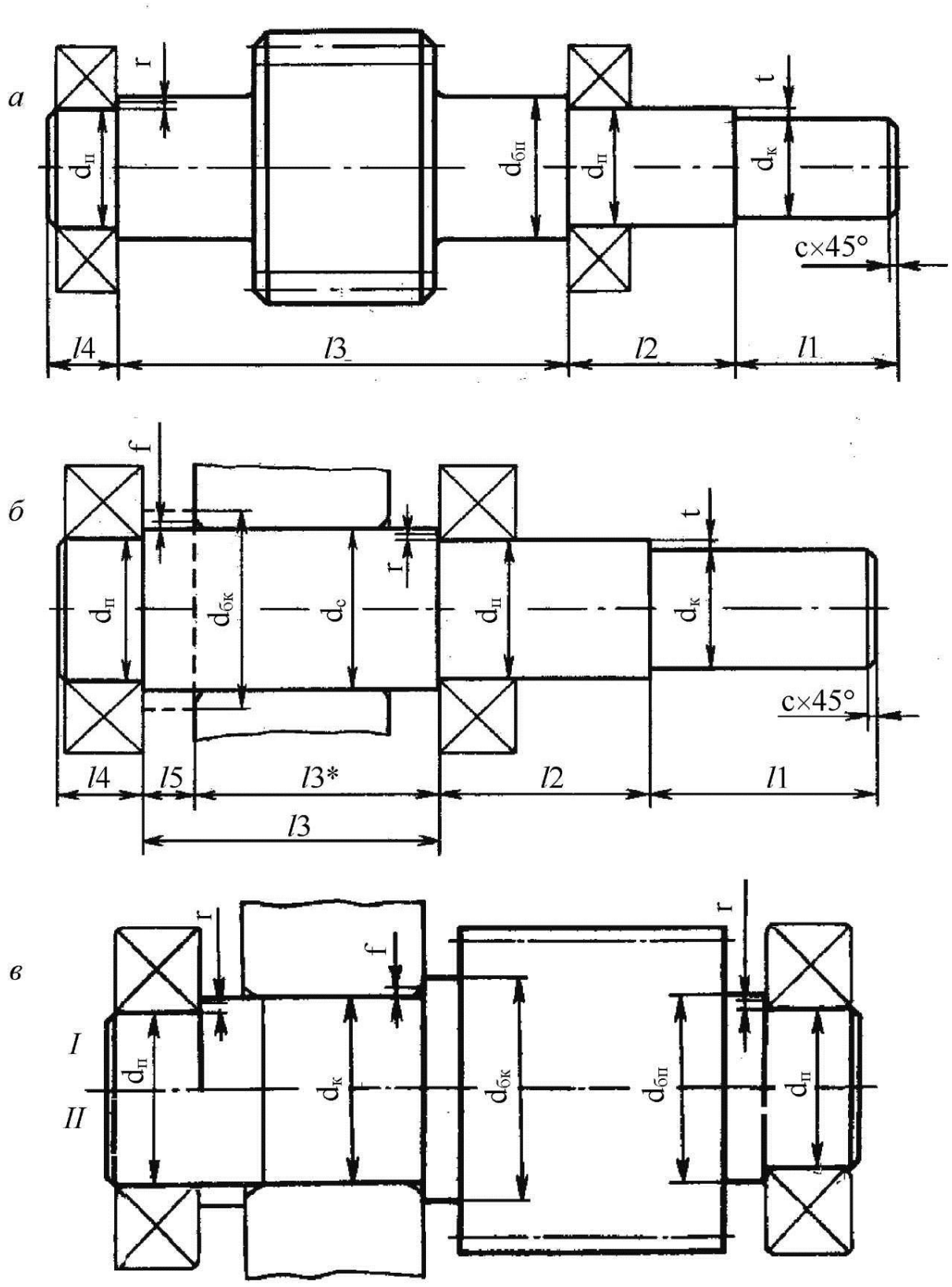


Рис.2 Типовые конструкции валов редукторов: а – быстроходный червячного; б – тихоходный; в – промежуточный.

соединениями с гарантированным натягом. Условия сборки на одном валу деталей с различными посадками и типами соединений, а также требования к осевой фиксации деталей обусловливают, в большинстве случаев, ступенчатую конструкцию вала.

1.2 Материалы валов и осей

Основными материалами валов и осей являются углеродистые и легированные стали.

Сталь качественная конструкционная углеродистая (ГОСТ 1050-88) используется для поковок, служащих заготовками фасонных валов или валов большого диаметра (∅>150 мм). Эти стали экономичны и используются без термообработки для средненагруженных валов и осей, когда решающим фактором для них является жесткость. Для упрочнения поверхностей эти стали могут подвергаться цементации, азотированию. Из сталей 40, 45, 50 часто изготавливают кованные и штампованные заготовки для прямых валов, коленчатых и валов-шестерен. Эти стали нормализуются или улучшаются и применяются в более ответственных случаях. Из стали 15Г изготавливают заготовки, получаемые ковкой и штамповкой в горячем состоянии, или же валы, подлежащие цементации, например, кулачковые валики, шарниры муфт. Сталь 50Г применяется в условиях сильного истирания, например для валов-шестерен, шлицевых валов.

В обычных условиях для изготовления валов и осей без термообработки часто используют и некоторые углеродистые стали обычного качества (ГОСТ 380-60): Ст3, Ст4, Ст5. В более ответственных случаях или при тяжелых нагрузках валы делают из легированных сталей (ГОСТ 4543-71), например, из стали 15Х, 20Х – поковки для валов, валов-шестерен, червяков, распределительных валов и т.д. Стали 30Х, 40Х, улучшаемые, с объемной закалкой или поверхностной ТВЧ, используются для валов, осей червяков, полуосей автомобилей, коленчатых валов. Из стали 20ХН – получают валики, пальцы поршней, шлицевые валики. Тяжелонагруженные и ответственные валы изготавливают из легированных сталей 40ХН, 40ХНМА, 12ХН3А, 18ХГТ, 30ХГС и других с соответствующей термообработкой, улучшающей механические свойства стали (отжиг, нормализация, закалка, отпуск). Легированные стали хорошо воспринимают объемную термообработку и отличаются высокой прокаливаемостью.

Цементируемые стали (например, 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ) или азотируемые (38ХЮ, 38ХМЮА) применяются, когда цапфы вала или шлицы на валу должны иметь высокую твердость, чтобы противостоять износу, а также для валов-шестерен.

В условиях, угрожающих коррозией, валы делают из специальных (нержавеющих) сталей, например 1Х13, 3Х13, 4Х14, Х18. Возможно также покрытие эмалью, резиной или защита валов из обычных сталей при помощи полимерных и бронзовых рубашек. Реже валы и оси изготавливают из стального литья (стали 35Л, 40Л, 45Л, 50Л) с термообработкой (отжиг или нормализация). Иногда применяют качественный серый чугун, высокопрочный и модифицированный чугун (коленчатые валы) или сплавы цветных металлов (в приборах).

Механические характеристики материалов валов даны в табл.1.

Таблица 1

Механические характеристики материалов валов, валов-шестерен и осей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм (не более)	Твердость НВ, (не менее)	σ_B, МПа	σ_{-1}, МПа	τ_{-1}, МПа	ψ_σ	ψ_τ
Ст5	любой	≥190	510	216	128	0	0
20	≤60	≥145	392	167	98	0	0
35	≤100	≥187	510	255	128	0	0
	≤100	190…240	638	294	177	0,1	0
45	≤60	240…270	785	383	226	0,1	0
	≤40	270…300	883	432	255	0,1	0,05
	≤300	200…220	736	353	216	0	0
40Х	≤100	240…270	785	392	235	0,1	0,05
	≤60	270…300	883	451	275		
	≤300	240…270	785	392	235		
40ХН	≤100	270…300	903	461	275	0,1	0,05
	≤60	300…320	981	490	294		
20Х	≤60	≥197	638	304	167	0,05	0
18ХГТ	≤30	≥330	1128	559	304	0,15	0,1
	≤150	240…270	873	441	226		
30ХГТ	≤120	270…300	922	461	253	0,15	0,1
	≤60	≥300	981	490	245		

1.3 Расчет валов

Основные критерии работоспособности валов и осей – прочность и жесткость. Прочность валов и осей определяется величиной и характером изменения напряжений, возникающих под влиянием сил, действующих со стороны установленных на них деталей машин. Переменные по величине или направлению силы, действующие на оси и валы, вызывают переменные напряжения. Постоянные по величине и направлению силы вызывают в неподвижных осях постоянные напряжения, а во вращающихся осях и валах – переменные напряжения. Вращающиеся вместе с осями и валами нагрузки (например, центробежные силы) вызывают постоянные напряжения.

Неподвижные оси, в которых возникают постоянные напряжения, рассчитывают на статическую прочность, т.е. ее размеры определяют из расчета на изгиб. Из-за опасности усталостного разрушения оси и валы быстроходных машин рассчитывают на сопротивление усталости, тихоходные валы и оси, работающие с перегрузками, рассчитывают не только на сопротивление усталости, но и на статическую прочность. При проектировании валов и осей для предварительного определения размеров и принятия соответствующей конструкции их рассчитывают вначале на статическую прочность, т.е. выполняют предварительный (ориентировочный) расчет, а затем окончательно – на сопротивление усталости. В отдельных случаях валы и оси рассчитывают на жесткость. Причиной выхода из строя отдельных быстроходных валов могут быть колебания. В соответствии с этим такие валы дополнительно рассчитывают на колебания.

1.3.1 Проектный расчет валов

При проектном расчете обычно известны крутящий момент T или мощность N и частота вращения n, нагрузка и размеры основных деталей, расположенных на валу (например, зубчатых колес). Требуется определить размеры и материал вала.

Валы рассчитывают на прочность, жесткость и колебания. Основной расчетной нагрузкой являются моменты T и M, вызывающие кручение и изгиб. Влияние сжимающих или растягивающих сил обычно мало и не учитывается. Расчет осей является частным случаем расчета валов при T=0.

Для выполнения расчета вала необходимо знать его конструк-

цию (места приложения нагрузки, расположение опор и т. п.). В то же время разработка конструкции вала невозможна без хотя бы приближенной оценки его диаметра. На практике обычно используют следующий порядок проектного расчета вала:

1. Предварительно оценивают средний диаметр вала из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях (изгибающий момент пока не известен, так как неизвестны расположение опор и места приложения нагрузок)

$$\tau_k = \frac{16T}{\pi d_к^3} \le [\tau_k], \quad d_к \ge \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi [\tau_k]}}, \qquad (1)$$

где T – крутящий момент, Н·мм; $[\tau_k]$ – допускаемое условное напряжение на кручение, МПа. Так как при расчете не учитывается изгиб, для валов из сталей 35, 40, 45, значение $[\tau_k]$ рекомендуется принимать небольшим:

а) $[\tau_k]$=20…25 МПа – при ориентировочном расчете диаметра входных и выходных концов валов;

б) $[\tau_k]$=10…15 МПа – при ориентировочном расчете диаметра промежуточного вала (для двухступенчатых редукторов) и для первого промежуточного вала для трехступенчатых редукторов;

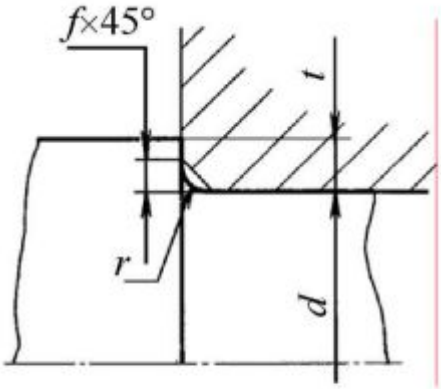
в) $[\tau_k]$=20 МПа – при ориентировочном расчете диаметра второго промежуточного вала (для трехступенчатых редукторов).

Предварительно оценить диаметр проектируемого вала можно, также ориентируясь на диаметр того вала, с которым он соединяется (валы передают одинаковый момент *T)*. Например, если вал соединяется с валом электродвигателя (или другой машины), то диаметр его входного конца можно принять равным или близким к диаметру выходного конца вала электродвигателя.

2. После оценки диаметра вала разрабатывают его конструкцию.

Концы тихоходных валов целесообразно выполнять коническими по ГОСТ 12081-72 (табл.2). Цилиндрические концы по ГОСТ 12080-66 (табл.3) должны иметь посадки, обеспечивающие гарантированный натяг насаживаемой детали.

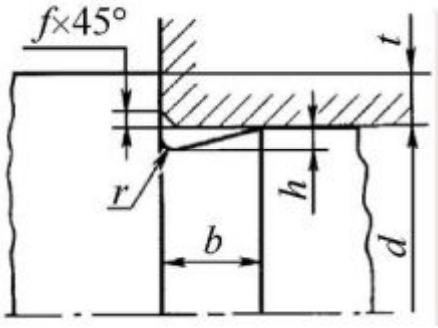
Деталь, устанавливаемую на цилиндрическом конце вала, доводят до упора в буртик. Высоту t буртика принимают по соотношению $t \ge 2f$, где f – размер фаски насаживаемой на вал детали, определяется в зависимости от диаметра d (мм) (рис.3).



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

Рис.3 Галтели

Переходной участок вала между двумя ступенями разных диаметров выполняют галтелью радиуса *r*. В валах, диаметры которых определяются условиями жесткости (к ним относятся валы редукторов и передач), а также на концевых участках валов, на которых изгибающие моменты невелики, выполняют канавки для выхода шлифовального круга (рис.4). Для вала следует использовать проточки одного размера, что сокращает номенклатуру инструмента.



d	св. 10…50	св. 50…100	св. 100
b	3	5	8
h	0,25	0,5	0,5
r	1,0	1,6	2,0

Рис.4 Канавки

Соседним с концевым является участок вала, предназначенный для установки подшипника. Поэтому высота буртика цилиндрическо-

го концевого участка вала должна быть согласована с посадочным диаметром подшипника (рис.5б). При этом желательно предусмотреть возможность установки подшипника без съема призматической шпонки. Ориентировочно диаметр вала (*мм*) в месте установки подшипника можно определить по соотношению:

$$d_{\text{п}} \geq d_k + 2t_2 + 0{,}5,$$

где t_2 – глубина паза в ступице (табл.4).

Высота буртика получается наименьшей при использовании сегментной шпонки, которую перед установкой подшипника можно вынуть.

Конические концы валов по ГОСТ 12081-72 изготавливают с наружной (тип 1) или внутренней резьбой (тип 2) (табл.2). Диаметр вала на участке, соседнем с концевым, определяют также, как и для цилиндрического, из условия установки подшипника на вал без выемки шпонки (рис.5а)

$$d_{\text{п}} \geq d_{ср} + 2t_2 + 0{,}5,$$

где $d_{\text{ср}}$ и t_2 принимают по табл.2.

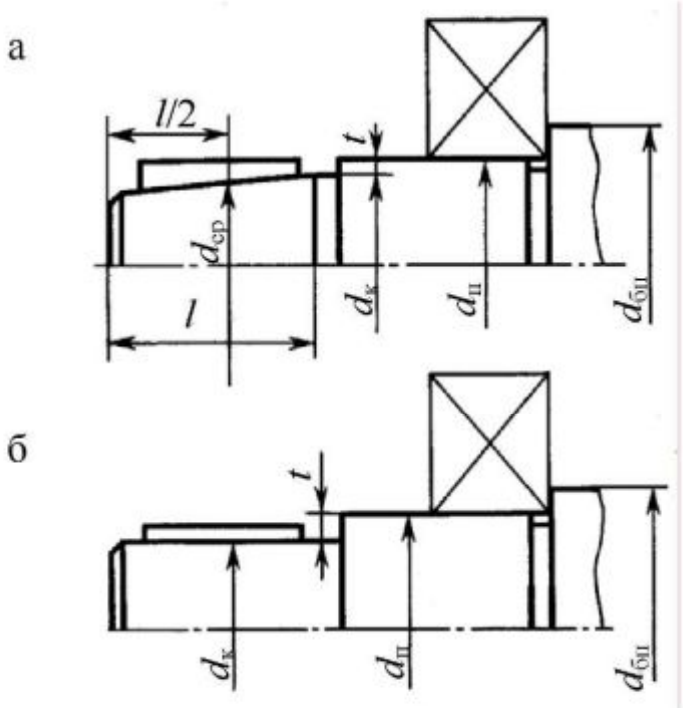
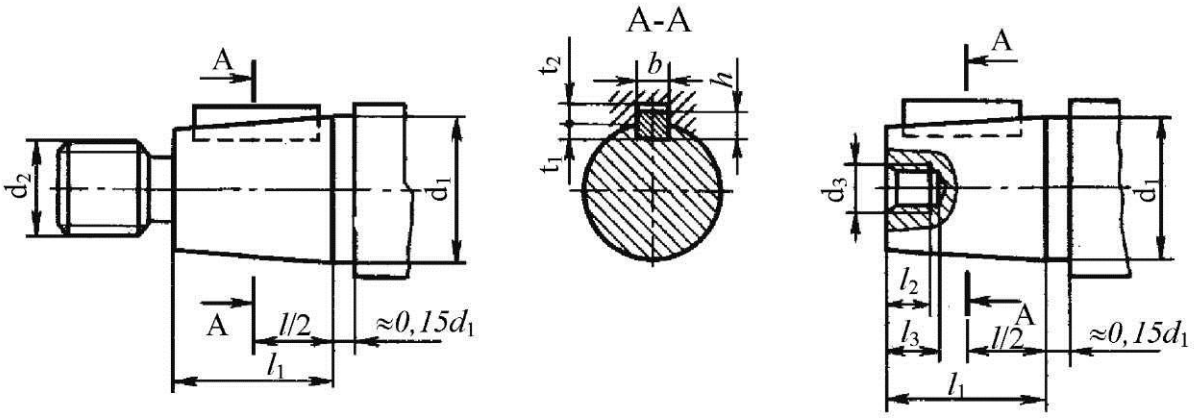


Рис.5 Конструирование выходной ступени вала:
а – с коническим концом; б – с цилиндрическим концом.

Преимущественное распространение приобретает коническая форма консольного участка вала, обеспечивающая точное и надежное соединение, возможность легкого монтажа и снятия устанавливаемых деталей.

Таблица 2

Концы валов конические
ГОСТ 12081-72



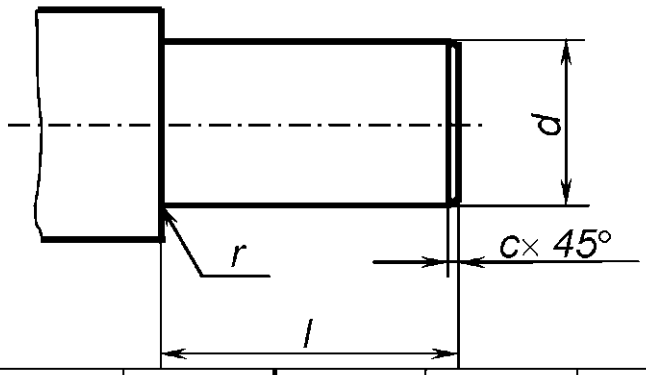
Тип 1 Тип 2

Номинальный диаметр d_1	$d_{ср}$	b	h	t_1	t_2	d_2	d_3	l_1	l_2	l_3
20 22	18,2 20,2	4	4	2,5	1,8	M12×1,25	M6	36	9,0	11,3
25 28	22,9 25,9	5	5	3,0	2,3	M16×1,5	M8	42	14,0	15,7
32 36	29,1 33,1	6	6	3,0	2,8	M20×1,5	M10 M12	58	17,0 20,0	19,0 22,3
40 45	35,9 40,9	10 12	8	5,0	3,3	M24×2 M30×2	M12 M16	82	20,0 26,0	22,3 28,5
50 56	45,9 51,9	12 14				M36×3	M16 M20		26,0 32,0	28,5 35,0
63 71	57,75 65,75	16 18	10 11	6,0 7,0	4,3 4,4	M42×3 M48×3	M20 M24	105	32,0 36,0	35,0 39,3

Таблица 3

Концы валов цилиндрические (из ГОСТ 12080–66)

мм



d	*l*	*r*	*c*	*d*	*l*	*r*	*c*
20	36	1,6	1,0	45	82	2,0	1,6
22	36	1,6	1,0	50	82	2,5	2,0
25	42	1,6	1,0	55	82	2,5	2,0
28	42	1,6	1,0	60	105	2,5	2,0
32	58	2,0	1,6	70	105	2,5	2,0
36	58	2,0	1,6	80	130	3,0	2,5
40	82	2,0	1,6	90	130	3,0	2,5

Для быстроходного вала (рис.2а):

диаметр посадочной шейки подшипника качения $d_{п} \approx d_{к}+2t$ (следует помнить, что диаметры внутренних колец подшипников качения от $d_{п} \geq 20$мм кратны 5);

наружный диаметр упорного буртика $d_{бп}= d_{п}+2t$ необходимо согласовать с размерами заплечиков для установки подшипников качения (ГОСТ 20226-82).

Для тихоходного вала (рис.2б):

диаметр посадочной шейки подшипника качения $d_{ц} \approx d_{к}+2t$;

наружный диаметр упорного буртика подшипника $d_{бц}= d_{ц}+2t$;

диаметр посадочной шейки для насадных зубчатых колес $d_{с}= d_{бц}+3r$;

наружный диаметр упорного буртика зубчатого колеса $d_{бк}= d_{с}+2t$.

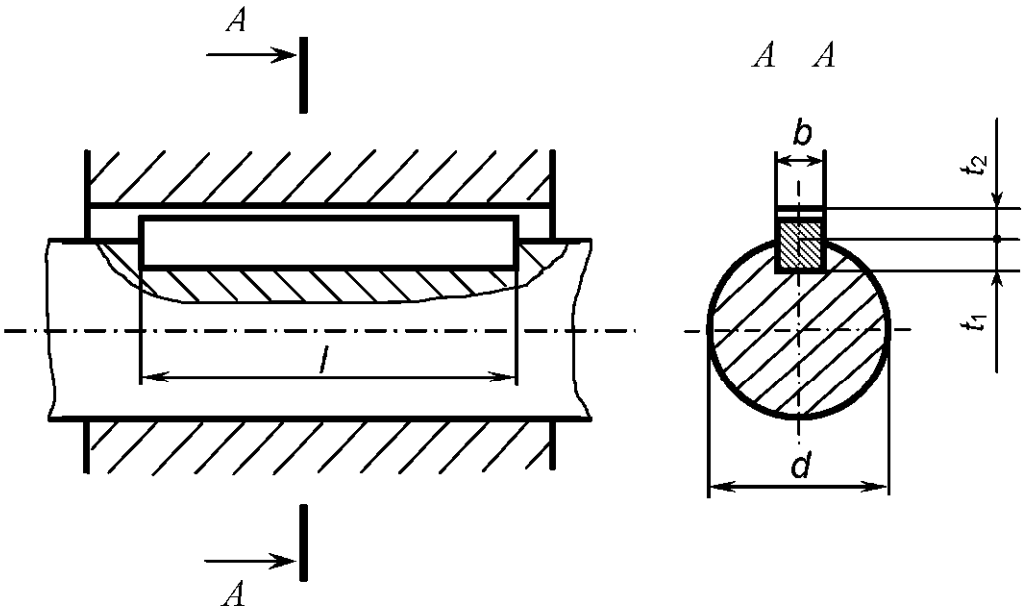
Для промежуточного вала (рис.2в):

диаметр посадочной шейки для насадных зубчатых колес $d_{к}$ определяем по формуле (1);

Таблица 4

Шпонки призматические (из ГОСТ 23360–78)

мм



Диаметр вала *d*	Сечение шпонки		Глубина паза		Длина *l*
	b	*h*	вала t_1	ступицы t_2	
Св. 12 до 17	5	5	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	7,5	4,9	56…220
» 75 » 85	22	14	9	5,4	63…250
» 85 » 95	25	14	9	5,4	70…280
Длины призматических шпонок *l* (*мм*) выбирают из следующего 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.					

диаметр посадочной шейки подшипника качения $d_п \approx d_к - 3r$;
наружный диаметр упорного буртика подшипника $d_{бп} = d_п + 2t$;
наружный диаметр упорного буртика зубчатого колеса
$d_{бк} = d_к + 2t$.

Перепад последовательных ступеней диаметров промежуточных и выходных валов регламентирован условиями свободного прохода деталей до мест их посадок с натягом и должен назначаться минимальным. Полученные диаметры отдельных участков валов округляют до ближайшего значения по ГОСТ 6636-69 из ряда *R*40: 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130 *мм*.

В единичном и мелкосерийном производстве гладкие валы целесообразно делать с буртами, служащими распоркой и монтажной базой (рис.2.в тип I); в крупносерийном производстве лучше выполнять их гладкими с распорными втулками (рис.2.в тип II).

Выполнение условия установки подшипника без съема шпонки приводит, как правило, к значительной разности диаметров $d_п$ и $d_б$. В тех случаях, когда расстояние *l* больше ширины *B* внутреннего кольца подшипника, отличие в диаметрах *d* и $d_п$ можно уменьшить за счет обхода шпонки при установке подшипника. Последовательность монтажа подшипника в этом случае показана на рис.6.

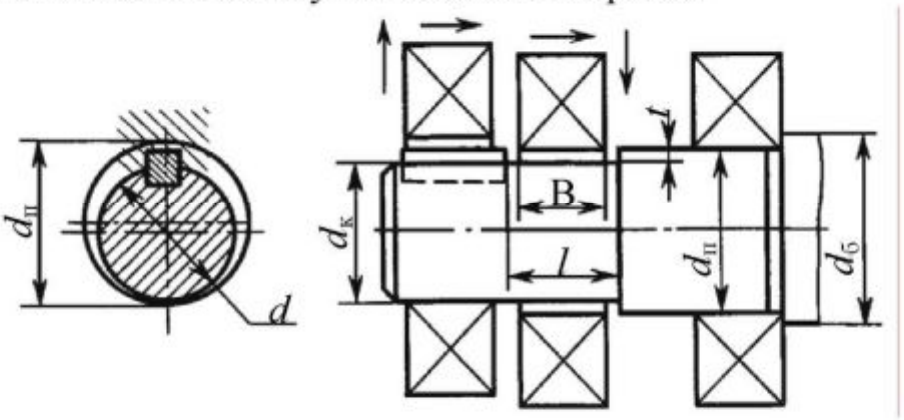


Рис.6 Демонтаж подшипника без снятия шпонки

Зубчатые колеса должны насаживаться на валы с гарантированным натягом. Длину насадочной шейки вала целесообразно делать несколько меньше длины ступицы колеса (на две фаски), что уменьшает коэффициент концентрации напряжений за счет выравнивания давления от натяга.

3. Выполняют проверочный расчет выбранной конструкции по мето-

дике, изложенной ниже, и, если необходимо, вносят исправления. При этом учитывают, что диаметр вала является одним из основных параметров, определяющих размеры и нагрузочную способность подшипников. На практике не редки случаи, когда диаметр вала определяется не прочностью самого вала, а прочностью подшипников. Поэтому расчеты вала и подшипников взаимосвязаны.

1.3.2 Нагрузки валов

В процессе эксплуатации валы передач испытывают деформации от действия внешних сил, масс самих валов и насаженных на них деталей. Однако в типовых передачах, разрабатываемых в курсовом проекте, массы валов и деталей, насаженных на них, сравнительно невелики, поэтому их влиянием обычно пренебрегают, ограничиваясь анализом и учетом внешних сил, возникающих в процессе работы.

В зубчатых и червячных передачах силу взаимодействия между зубьями принято раскладывать на взаимно-перпендикулярные составляющие: окружная сила F_t; радиальная сила F_r – по радиусу зубчатого колеса; осевая сила F_a параллельна оси вала.

При расчете валов редукторов общего назначения следует учитывать возможные консольные нагрузки (сила, действующая на вал от ременной и цепной передач), приложенные к середине посадочной части вала.

Вследствие неточностей монтажа передачи, ошибок изготовления и неравномерного износа элементов муфты, на вал от муфты будет действовать радиальная сила $F_м$, вызывающая изгиб вала. Направление этой силы неизвестно, так как заранее неизвестно направление возможного смещения валов при сборке и при работе. Направление этой силы принимают таким, чтобы в вале возникало наибольшее напряжение при его изгибе, а при расчете подшипников, чтобы подшипник был максимально нагружен в сочетании с другими нагрузками.

Кроме того, вал передает крутящий момент T.

На рис.7 показано определение расстояния между точками приложения реакций в подшипниках: *а* – вал-червяк на радиально-упорных подшипниках, установленных враспор; *б* – вал-шестерня коническая на конических роликоподшипниках, установленная врастяжку; *в* – тихоходный вал цилиндрического редуктора на радиальных подшипниках, установленных врапор.

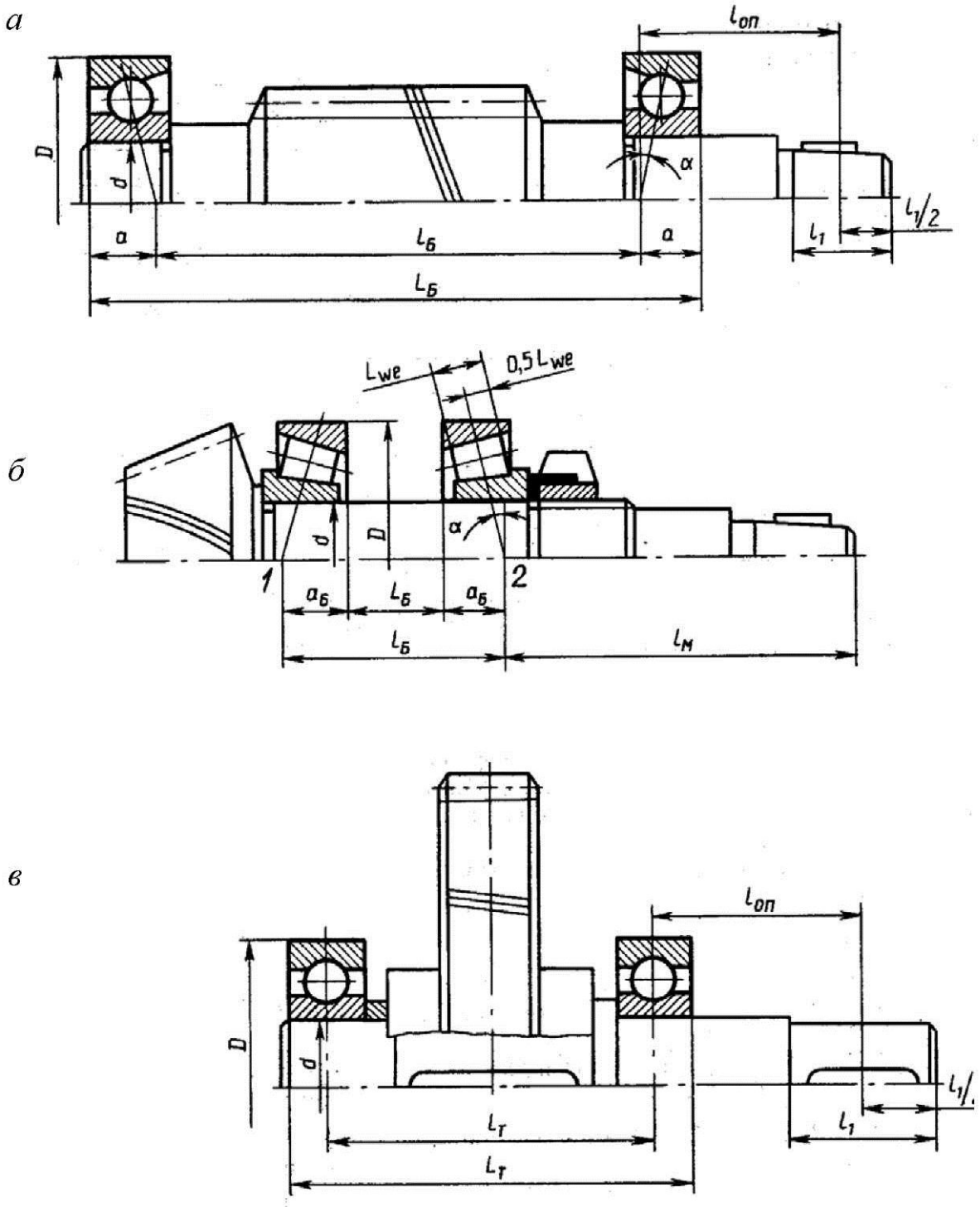


Рис.7 Определение расстояния между точками приложения реакций в подшипниках: *а* – вал-червяк на радиально-упорных подшипниках, установленных враспор; *б* – вал-шестерня коническая на конических роликоподшипниках, установленная врастяжку; *в* – тихоходный вал цилиндрического редуктора на радиальных подшипниках, установленных врапор.

1.3.3 Проверочный расчет валов и осей на усталостную прочность

Проверочный расчет валов производится в следующем порядке:

1) составляется расчетная схема, где вал рассматривается как балка, лежащая на шарнирных опорах, указывается расстояние между находящимися на валу деталями и опорами;
2) определяются величины и направления усилий и крутящих моментов, действующих на вал;
3) усилия, изгибающие вал, раскладываются на горизонтальные и вертикальные составляющие с вычерчиванием расчетных схем для каждой плоскости (влияние сжимающих и растягивающих сил обычно невелико, и поэтому они не учитываются);
4) с учетом типов подшипниковых узлов и их конструкций определяются реакции в опорах и строятся эпюры изгибающих моментов в каждой из двух взаимно-перпендикулярных плоскостей;
5) строится эпюра крутящих моментов T;
6) по характеру эпюр определяются места опасных сечений, для которых определяются суммарные изгибающие моменты;
7) определяется коэффициент запаса прочности для опасного сечения вала.

При совместном действии напряжений изгиба и кручения коэффициент запаса прочности определяют по формуле

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n],$$

где n_σ – коэффициент запаса прочности по изгибу (при отсутствии кручения)

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta\varepsilon_\sigma}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m},$$

n_τ – коэффициент запаса прочности по кручению (при отсутствии изгиба)

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta\varepsilon_\tau}\tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

$[n]$ – требуемый коэффициент запаса прочности, обычно $[n]$=1,3…1,5. Однако с учетом требуемой жесткости принимают $[n]$=2,5…4. Если

коэффициент запаса прочности в опасном сечении окажется ниже допускаемого, то необходимо переконструировать вал, увеличив его диаметры.

σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом нагружения. При отсутствии данных для σ_{-1} и τ_{-1} можно приближенно принимать:

$\sigma_{-1} \approx 0{,}43\sigma_{в}$ - для углеродистых сталей,

$\sigma_{-1} \approx 0{,}35\sigma_{в} + (70\ldots80)$ МПа - для легированных сталей,

$\tau_{-1} \approx 0{,}58\sigma_{-1}$.

Цикл изменения напряжений изгиба принимается симметричным, так как одно и то же волокно на поверхности вала испытывает попеременно напряжение то растяжения, то сжатия, ели на вращающийся вал действуют постоянные по величине и направлению нагрузки (возникающие в зацеплении, передающиеся на вал от цепной, ременной передачи или муфты). Для симметричного цикла амплитуда и среднее напряжение напряжений изгиба:

$$\sigma_a = \sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W};\quad \sigma_m = 0,$$

где W – осевой момент сопротивления сечения вала (табл.5).

Цикл изменения касательных напряжений от передачи постоянного крутящего момента принимается отнулевым (пульсационным), если число разгрузок (в частности, остановок) вала превышает 10^3 циклов. Амплитудное и среднее значение касательных напряжений определяются из формул

$$\tau_a = 0{,}5\tau_k = \frac{T}{2W_p};\quad \tau_m = \tau_a,$$

где W_p – полярный момент сопротивления сечения вала (табл.5).

Если передача реверсивная, то считают, что напряжения от крутящего момента меняются по симметричному циклу, и тогда

$$\tau_a = \tau_k = \frac{T}{W_p};\quad \tau_m = 0.$$

ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла изменения напряжения (табл.4);

ε_σ и ε_τ – масштабные факторы, учитывающие влияние размеров сечения валов (табл.6);

β – коэффициент, учитывающий упрочнение поверхности применение специальных технологических методов (табл.7).

Таблица 5

Осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала

Форма сечения	осевой момент сопротивления сечения вала, W	полярный момент сопротивления сечения вала, W_p
для сплошного круглого вала	$W=\frac{\pi d^3}{32}$	$W_p=\frac{\pi d^3}{16}$
для валов со сквозным отверстием в нем диаметром d	$W\approx\frac{\pi d^3}{32}\left(1-1{,}54\frac{d_0}{d}\right)$	$W_p\approx\frac{\pi d^3}{16}\left(1-1{,}54\frac{d_0}{d}\right)$
для сечения вала с одной шпонкой	$W\approx\frac{\pi d^3}{32}-\frac{bt_1(d-t_1)}{2d}$	$W_p\approx\frac{\pi d^3}{16}-\frac{bt_1(d-t_1)}{2d}$
для сечения вала с двумя шпонками	$W\approx\frac{\pi d^3}{32}-\frac{bt_1(d-t_1)}{d}$	$W_p\approx\frac{\pi d^3}{16}-\frac{bt_1(d-t_1)}{d}$
для прямозубых шлицев при внутреннем диаметре d	$W\approx\xi\frac{\pi d^3}{32}$	$W_p\approx\xi\frac{\pi d^3}{16}$
	где при d=23…122 мм для легкой серии шлицев ξ=1,09…1,16; для средней серии ξ=1,14…1,27; для тяжелой серии ξ=1,14…1,39 (наименьшие значения коэффициента ξ соответствуют большим значениям d)	

Таблица 6

Масштабный фактор (ε_σ и ε_τ) в зависимости от диаметра валов

Сталь		Диаметр вала d, мм						
		20	30	40	50	70	100	200
Углеродистая	ε_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	ε_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Легированная	ε_σ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
	ε_τ	0,89	0,81	0,78	0,76	0,74	0,70	0,68

Таблица 7

Значения коэффициента поверхностного упрочнения β

Вид поверхностной обработки	Предел прочности сердцевины, МПа	Коэффициент упрочнения β		
		Гладкие валы	Валы с концентрацией напряжений	
			малой $K_\sigma \le 1,5$	большой $K_\sigma = 1,8…2$
закалка с нагревом	600…800	1,5…1,7	1,6…1,7	2,1…2,8
ТВЧ	800…1000	1,3…1,5	–	–
азотирование	900…1200	1,1…1,25	1,5…1,7	1,7…2,1
дробеструйный наклеп	600…1500	1,1…1,25	1,5…1,6	1,7…2,1
накатка роликом	–	1,1…1,3	1,3…1,5	1,8…2,0

При отсутствии специального упрочнения или термообработки β=0,8…1,0 (грубое обтачивание β=0,8…0,86, чистовое обтачивание β=0,88…0,94, шлифование β=0,95…0,98, полирование β=1,0).

Значения коэффициентов концентрации напряжений при изгибе K_σ и кручении K_τ в зависимости от вида концентраторов напряжений приведены в талицах 8 – 16:

для вала, имеющего ступенчатый переход с галтелью радиуса *r* даны в табл.8 в зависимости от предела прочности материала $\sigma_в$ и отношения *h*/*r* и *r*/*d*;

для вала, имеющего поперечное отверстие диаметром – в табл.9;

для вала, имеющего кольцевую канавку – в табл.10-11;

для вала, имеющего шпоночную канавку – в табл.12;

для вала, имеющего шлицы или резьбу – в табл.13;

для вала, на который напрессованы или посажены детали – в табл.14-15.

Для нешлифованных поверхностей вводятся коэффициенты концентрации напряжений, вызываемой неровностями поверхности вала $K_{\sigma ш}$ и $K_{\tau ш}$, принимаемые одинаковыми при изгибе и кручении (табл.16).

Если одновременно имеются концентраторы напряжений, определяемые формой вала (которые определяются коэффициентами K_σ и K_τ), то общий коэффициент концентрации напряжений при изгибе ра-

вен $K_\sigma + K_{\sigma п} - 1$, а при кручении $K_\tau + K_{\tau п} - 1$. При поверхностном упрочнении предшествующую механическую обработку вала не учитывают, т.е. принимают $K_{\sigma ц} \approx K_{\tau ц} \approx 1$.

Если в рассматриваемом сечении имеется несколько концентраторов напряжений, то учитывают один из них – тот для которого отношение $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ (K_τ/ε_τ) больше.

Таблица 8

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе K_σ и кручении K_τ в зависимости от вида концентраторов напряжений

$\frac{h}{r}$	$\frac{r}{d}$	K_σ при $\sigma_в$, МПа				K_τ при $\sigma_в$, МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	0,01	1,35	1,40	1,45	1,50	1,30	1,30	1,30	1,30
	0,02	1,45	1,50	1,55	1,60	1,35	1,35	1,40	1,40
	0,03	1,65	1,70	1,80	1,90	1,40	1,45	1,45	1,50
	0,05	1,60	1,70	1,80	1,90	1,45	1,45	1,50	1,55
	0,10	1,45	1,55	1,65	1,80	1,40	1,40	1,45	1,50
2	0,01	1,55	1,60	1,65	1,70	1,40	1,40	1,45	1,45
	0,02	1,80	1,90	2,00	2,15	1,55	1,60	1,65	1,70
	0,03	1,80	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,90	2,00	2,20	1,60	1,60	1,65	1,75
3	0,01	1,90	2,00	2,10	2,20	1,55	1,60	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,10	2,20	2,40	1,60	1,70	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,10	2,25	2,45	1,65	1,70	1,75	1,90
5	0,01	2,10	2,25	2,35	2,50	2,20	2,30	2,40	2,60
	0,02	2,15	2,30	1,45	2,65	2,10	2,15	2,25	2,40

Таблица 9

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе K_σ и кручении K_τ для вала, имеющего поперечное отверстие диаметром d

$\sigma_в$, МПа	K_σ		K_τ
	паз выполнен пальцевой фрезой	паз выполнен дисковой фрезой	
500	1,60	1,40	1,40
700	1,90	1,55	1,70
900	2,15	1,70	2,05
1200	2,50	1,90	3,40

Таблица 10

Эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе K_σ для вала, имеющего кольцевую канавку

$\sigma_в$, МПа	Отношение t/r										
	0,5				1				2		
	Отношение r/d										
	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05	0,01	0,02	0,03
500	1,85	1,75	1,65	1,50	2,15	2,05	1,95	1,85	2,35	2,25	2,15
700	1,95	1,85	1,75	1,55	2,25	2,15	2,10	1,95	2,50	2,40	2,30
900	2,05	1,95	1,90	1,60	2,40	2,30	2,20	2,10	2,65	2,50	2,40
1200	2,20	2,10	2,05	1,75	2,60	2,50	2,35	2,25	2,85	2,70	2,60

Таблица 11

Эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении K_τ для вала, имеющего кольцевую канавку

$\sigma_в$, МПа	Отношение r/d				
	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10
500	1,70	1,60	1,50	1,40	1,20
700	1,90	1,75	1,65	1,50	1,25
900	2,10	1,95	1,80	1,65	1,30
1200	2,40	2,20	1,05	1,80	1,40

Таблица 12

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе K_σ и кручении K_τ для валов со шпоночным пазом

$\sigma_в$, МПа	K_σ		K_τ
	паз выполнен пальцевой фрезой	паз выполнен дисковой фрезой	
400	1,50	1,30	1,20
500	1,60	1,38	1,40
600	1,75	1,46	1,50
700	1,90	1,54	1,70
800	2,00	1,62	1,90
900	2,15	1,69	2,05
1000	2,26	1,77	2,22
1200	2,50	1,92	2,39

Таблица 13

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе K_σ и кручении K_τ для шлицевых и резьбовых участков валов

$\sigma_в$, МПа	K_σ		K_τ		
	шлицы	резьбы	прямобочные шлицы	эвольвентные шлицы	резьба
400	1,35	1,45	2,10	1,40	1,00
500	1,45	1,80	2,25	1,43	1,00
600	1,55	1,95	2,36	1,46	1,00
700	1,60	2,20	2,45	1,49	1,00
800	1,65	2,30	2,55	1,52	1,00
900	1,70	2,45	2,65	1,55	1,00
1000	1,72	2,60	2,70	1,58	1,00
1200	1,75	2,90	2,80	1,60	1,00

Таблица 14

Значение $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ для валов в месте посадки деталей

Диаметр вала, мм	Посадка	$\sigma_в$, МПа							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
до 30	s6	2,25	2,50	2,75	3,00	3,25	3,50	3,75	4,25
	k6	1,70	1,90	2,05	2,25	2,45	2,60	2,80	3,20
	h6	1,45	1,60	1,80	1,95	2,10	2,30	2,45	2,75
до 50	s6	2,75	3,05	3,35	3,65	3,95	4,30	4,60	5,20
	k6	2,05	2,30	2,50	2,75	3,00	3,20	3,45	3,90
	h6	1,80	2,00	2,20	2,40	2,60	2,80	3,00	3,40
до 100 и более	s6	2,95	3,30	3,60	3,95	4,25	4,60	4,90	5,66
	k6	2,22	2,45	2,70	2,95	3,20	3,45	4,00	4,20
	h6	1,92	2,15	2,35	2,55	2,75	3,00	3,20	3,60

Таблица 15

Значение K_τ/ε_τ для валов в месте посадки деталей

Диаметр вала, мм	Посадка	$\sigma_в$, МПа							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
до 30	s6	1,75	1,90	2,05	2,20	2,35	2,50	2,65	2,95
	k6	1,41	1,53	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	h6	1,28	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
до 50	s6	2,05	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26	2,62
	k6	1,64	1,87	2,03	2,15	2,28	2,32	2,57	2,74
	h6	1,48	1,60	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20	2,42
до 100 и более	s6	2,17	2,37	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34	3,76
	k6	1,63	1,88	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80	2,92
	h6	1,55	1,68	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31	2,58

Таблица 16

Коэффициенты концентрации напряжений
в зависимости от состояния поверхности

Вид механической обработки и шероховатость поверхности	Значение $K_{\sigma п}$ и $K_{\tau п}$ при $\sigma_в$, МПа		
	400	800	1200
Шлифование R_a 0,32…0,16	1,00	1,00	1,00
Обточка R_a 2,5…0,63	1,05	1,10	1,25
Обдирка R_z 80…20	1,20	1,25	1,50
Необработанная поверхность	1,30	1,50	2,20

2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПОР ВАЛОВ НА ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

2.1 Общие сведения о подшипниках качения

В механических передачах в качестве опор вращающихся деталей используют, как правило, стандартные подшипники качения. Основными параметрами, характеризующими типоразмер подшипника, являются: динамическая C_r и статическая грузоподъемность C_{0r}, предельная частота вращения n и диаметральный зазор 2δ.

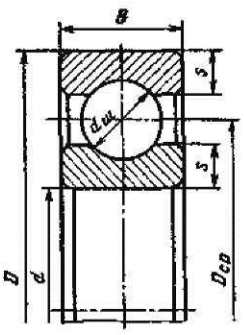
Нагрузочная способность подшипников заданного диаметра и серии зависит от типа подшипника. С увеличением диаметра подшипника, а также при переходе от легких серий к более тяжелым нагрузочная способность возрастает, а предельная частота вращения снижается. Роликоподшипники в сравнении с шариковыми обладают меньшей быстроходностью, более высокой несущей способностью и жесткостью, но более чувствительны к перекосам осей колец.

Это означает, что при заданном угле перекоса несущая способность роликового подшипника снижается больше, чем шарикового. Поэтому применение роликоподшипников сопровождается повышенными требованиями к точности посадочных поверхностей под наружные кольца, жесткости элементов конструкции (в первую очередь валов) и точности фиксирования колец.

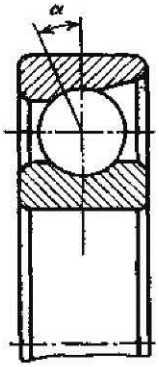
При выборе подшипников необходимо принимать во внимание не только конструктивные, но и экономические соображения. При d<55÷60 мм одними из самых дешевых являются радиальные однорядные шарикоподшипники, которые нашли благодаря этому широкое распространение. Однако использование этих подшипников не всегда приводит к рациональному и наиболее дешевому варианту конструкции. Замена шарикоподшипников более дорогими роликоподшипниками часто позволяет существенно снизить размеры и массу опорного узла или увеличить промежуток времени между заменой подшипников.

2.2 Характеристика основных типов подшипников качения

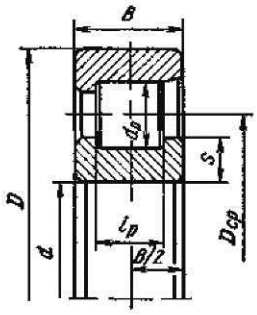
Шариковые радиальные однорядные подшипники (табл.17) предназначены в основном для восприятия радиальной нагрузки, но могут воспринимать и осевые в обоих направлениях. Сепаратор обычно штампованный, скрепленный из двух частей заклепками, центрируется по телам качения. Более дорогие массивные сепараторы применяют при повышенных частотах вращения и для крупногабаритных подшипников. Подшипники стандартизованы в диапазоне посадочных диаметров на вал от 1 до 380 мм. Допустимый взаимный перекос осей колец до 8′.



Шариковые радиально-упорные подшипники (табл.18) предназначены для восприятия комбинированной нагрузки: радиальной и односторонней осевой. Нагрузочная способность этих подшипников выше, чем у радиальных шариковых, благодаря большему числу тел качения, которое удается разместить в подшипнике из-за наличия скоса на наружном или внутреннем кольце. Способность подшипника воспринимать осевую нагрузку зависит от номинального угла контакта α (угол между нормалью к площадке контакта наружного кольца с телом качения и плоскостью вращения подшипника). С ростом α осевая грузоподъемность подшипника растет, а предельная частота вращения и допустимая радиальная нагрузка уменьшаются. Подшипники выполняют с номинальными углами контакта α= 12; 26; 36°.В настоящее время изготовляют подшипники с углами контакта 15, 25 и 36° со скосом на внутреннем кольце и центрированием сепаратора по наружному кольцу. Это позволяет существенно повысить предельную частоту вращения вследствие более благоприятных условий смазки. Сепараторы для этих подшипников выполняют, как правило, массивными. В диапазоне посадочных диаметров на вал от 3 до 320 мм подшипники стандартизованы. Допустимый взаимный перекос колец 4...6′.

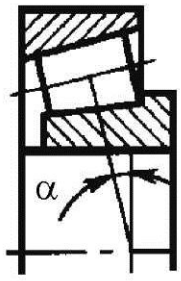


Роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (табл.19) предназначены для восприятия радиальных нагрузок. Роликоподшипники очень чувствительны к относительным перекосам колец. Перекосы вызывают концентрацию контактных напряжений на краях роликов. Для уменьшения концентрации напряжений используют подшипники с модифицированным кон-



тактом: ролики или дорожки качения делают с небольшой выпуклостью (бомбиной), что приводит к повышению допустимого угла перекоса с 2 до 6′, а ресурса в 1,5...2 раза. Сепараторы этих подшипников штампованные или массивные. В диапазоне посадочных диаметров на вал от 15 до 260 мм подшипники стандартизованы.

Роликовые радиально-упорные конические однорядные подшипники (табл.20) предназначены для восприятия совместно действующих радиальных и осевых нагрузок. Без осевой нагрузки подшипники работать не могут. Обычно угол конуса наружного кольца α = 10...18°. Подшипники с большими углами конуса α= 25...30° применяют в качестве сдвоенных. Нагрузочная способность радиально-упорных роликоподшипников выше, чем радиально-упорных шариковых подшипников, но предельная частота и точность вращения ниже. Для восприятия значительных нагрузок при стесненных радиальных размерах эти подшипники сдваивают или используют многорядные конические подшипники. Сепаратор обычно стальной штампованный или точеный. В диапазоне посадочных диаметров на вал от 15 до 320 мм подшипники стандартизованы. Допустимый угол взаимного перекоса колец 2′, а с модифицированным контактом - 4...8′.



2.3 Схемы установки подшипников

В большинстве случаев валы должны быть зафиксированы в опорах от осевых перемещений. По способности фиксировать осевое положение вала опоры разделяют на фиксирующие и плавающие. В фиксирующих опорах ограничивается осевое перемещение вала в обоих направлениях, в плавающих опорах осевое перемещение вала не ограничивается (рис.8, схемы 1*а* и 1*б*). Фиксирующая опора воспринимает радиальную и в любом направлении осевую нагрузки, а плавающая опора – только радиальную.

Применяют также схемы, в которых осевое фиксирование вала происходит в двух опорах (рис.8, схемы 2*а* и 2*б*), причем в каждой из них осевое перемещение вала ограничивается только в одном направ-

Таблица 17

Шарикоподшипники радиальные однорядные
ГОСТ 8338-75

Легкая серия						Средняя серия					
Обозначение	размеры, мм			грузоподъемность,кН		Обозначение	размеры, мм			грузоподъемность, кН	
	d	*D*	*B*	$C_г$	$C_{0г}$		*d*	*D*	*B*	$C_г$	$C_{0г}$
204	20	47	14	10,0	6,3	304	20	52	15	12,5	7,94
205	25	52	15	11,0	7,09	305	25	62	17	17,6	11,6
206	30	62	16	15,3	10,2	306	30	72	19	22,0	15,1
207	35	72	17	20,1	13,9	307	35	80	21	26,2	17,9
208	40	80	18	25,6	18,1	308	40	90	23	31,9	22,7
209	45	85	19	25,7	18,1	309	45	100	25	37,8	26,7
210	50	90	20	27,5	20,2	310	50	110	27	48,5	36,3
211	55	100	21	34,0	25,6	311	55	120	29	56,0	42,6
212	60	110	22	41,1	31,5	312	60	130	31	64,1	49,4
213	65	120	23	44,9	34,7	313	65	140	33	72,7	56,7
214	70	125	24	48,8	38,1	314	70	150	35	81,7	64,5
215	75	130	25	51,9	41,9	315	75	160	37	89,0	72,8

Таблица 18

Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные
ГОСТ 831-75

Обозначение		Размеры, мм			Грузоподъемность, кН			
					α=12°		α=26°	
α=12°	α=26°	*d*	*D*	*B*	C_0	C_{0r}	C_0	C_{0r}
Легкая серия								
36204	46204	20	47	14	12,3	8,47	11,6	7,79
36205	46205	25	52	15	13,1	9,24	12,4	8,5
36206	46206	30	62	16	18,2	13,3	17,2	12,2
36207	46207	35	72	17	24,0	18,1	22,7	16,6
36208	46208	40	80	18	30,6	23,7	28,9	21,7
36209	46209	45	85	19	32,3	25,6	30,4	23,6
36210	46210	50	90	20	33,9	27,6	31,8	25,4
36211	46211	55	100	21	41,9	34,9	39,4	32,1
36212	46212	60	110	22	48,2	40,1	45,4	36,8
–	46213	65	120	23	–	–	54,4	46,8
36214	–	70	125	24	63,0	55,9	–	–
–	36215	75	130	25	–	–	61,5	54,8
Средняя серия								
–	46304	20	52	15	–	–	14,0	9,17
–	46305	25	62	17	–	–	21,1	14,9
–	46306	30	72	19	–	–	25,6	18,7
–	46307	35	80	21	–	–	33,4	25,2
–	46308	40	90	23	–	–	39,2	30,7
–	46309	45	100	25	–	–	48,1	37,7
–	46310	50	110	27	–	–	56,3	44,8
–	46311	55	120	29	–	–	68,9	57,4
–	46312	60	130	31	–	–	78,8	66,6
–	46313	65	140	33	–	–	89,0	76,4
–	46314	70	150	35	–	–	100,0	87,0

Таблица 19

Роликоподшипники радиальные
с короткими цилиндрическими роликами (тип 2000)
ГОСТ 8328-75

Обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
	d	*D*	*B*	*r*	r_1	C_0	C_{0r}
Легкая серия							
2204	20	47	14	1,5	1,0	11,9	7,38
2206	30	62	16			17,3	11,4
2207	35	72	17	2,0		25,6	17,5
2208	40	80	18		2,0	33,7	24,0
2209	45	85	19			35,3	25,7
2210	50	90	20			38,7	29,2
2211	55	100	21	2,5		43,7	32,9
2212	60	110	22		2,5	54,8	42,8
2213	65	120	23			62,1	48,6
2214	70	125	24			61,8	48,6
2215	75	130	25			75,4	61,0
Средняя серия							
2305	25	62	17	2,0	2,0	22,6	14,8
2306	30	72	19			30,2	20,6
2307	35	80	21	2,5		34,1	23,2
2308	40	90	23		2,5	41,0	28,5
2309	45	100	25			56,5	40,7
2310	50	110	27	3,0	3,0	65,2	47,5
2311	55	120	29			84,0	62,8
2312	60	130	31	3,5	3,5	100,0	77,2
2313	65	140	33			105,0	80,4
2314	70	150	35			123,0	97,3
2315	75	160	37			142,0	112,0

Таблица 20

Роликоподшипники конические однорядные α=12…16°
ГОСТ 333-79

Обозначение	Размеры, мм					Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки		
	d	*D*	$T_{наиб}$	*b*	*c*	C_0	C_{0r}	*e*	*Y*	Y_0
Легкая серия										
7204	20	47	15,5	14	12	19,1	13,3	0,36	1,67	0,92
7205	25	52	16,5	15	13	23,9	17,9	0,36	1,67	0,92
7206	30	62	17,5	16	14	29,8	22,3	0,36	1,65	0,91
7207	35	72	18,5	17	15	35,2	26,3	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	20,0	18	16	42,4	32,7	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	21,0	19	16	42,7	33,4	0,41	1,45	0,80
7210	50	90	22,0	21	17	52,9	40,6	0,37	1,60	0,88
7211	55	100	23,0	21	18	57,9	46,1	0,41	1,46	0,80
7212	60	110	24,0	23	19	72,2	58,4	0,35	1,71	0,94
7214	70	125	26,5	26	21	95,9	82,1	0,37	1,62	0,89
7215	75	130	27,5	26	22	97,6	84,5	0,39	1,55	0,85
Средняя серия										
7304	20	52	16,5	16	13	25,0	17,7	0,30	2,03	1,11
7305	25	62	18,5	17	15	29,6	20,9	0,36	1,66	0,92
7306	30	72	21,0	19	17	40,0	29,9	0,34	1,78	0,98
7307	80	80	23,0	21	18	48,1	35,3	0,32	1,88	1,03
7308	90	90	25,5	23	20	61,0	46,0	0,28	2,16	1,19
7309	100	100	27,5	26	22	76,1	59,3	0,29	2,09	1,15
7310	110	110	29,5	29	23	96,6	75,9	0,31	1,94	1,06
7311	120	120	32,0	29	25	102	81,5	0,33	1,80	0,99
7312	130	130	34,0	31	27	118	96,3	0,30	1,97	1,08
7313	140	140	36,5	33	28	134	111	0,30	1,97	1,08
7314	150	150	38,5	37	30	168	137	0,31	1,94	1,06
7315	160	160	40,5	37	31	178	148	0,33	1,83	1,01

лении. Такие опоры воспринимают радиальную и в одном направлении осевую нагрузки.

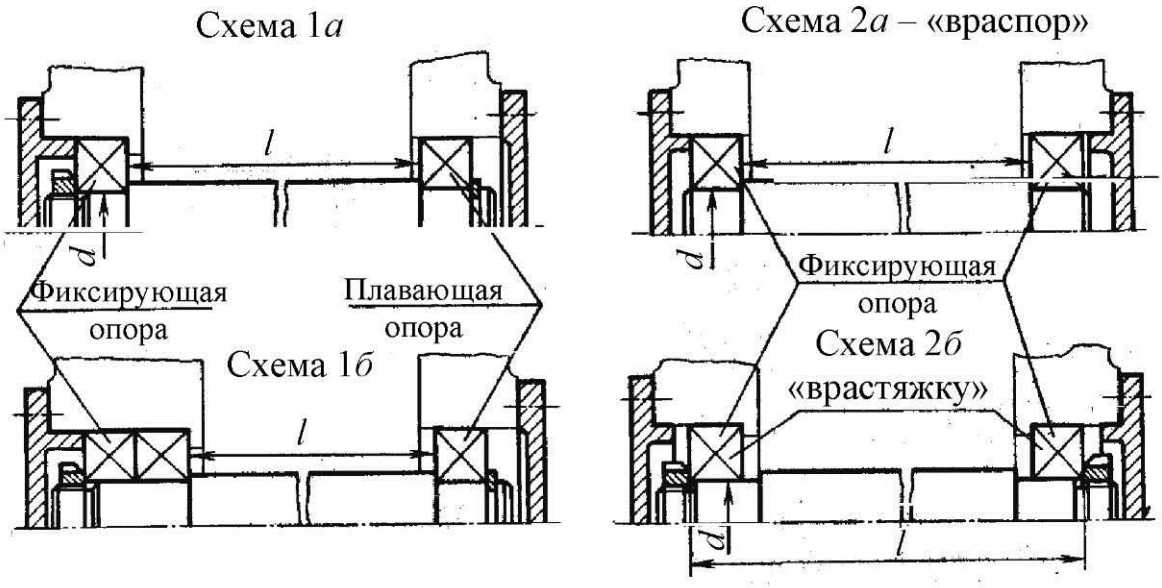


Рис. 8 Схемы установки подшипников качения

В некоторых конструкциях применяют так называемые «плавающие валы». Эти валы имеют возможность осевого перемещения в обоих направлениях и устанавливаются они на плавающих опорах.

В схемах 1*а* и 1*б* вал фиксируется в одной (левой на рисунке) опоре: в схеме 1*а* - одним радиальным подшипником (например, шариковым (рис.8); в схеме 1*б* — двумя радиальными или радиально-упорными подшипниками.

Схемы 1*а* и 1*б* применяют при любом расстоянии *l* между опорами вала. При этом схема 1*б* характеризуется большей жесткостью фиксирующей опоры.

Осевую фиксацию по схеме 1*а* широко применяют в коробках передач, редукторах и в других узлах для валов цилиндрических зубчатых передач, а также для приводных валов ленточных и цепных конвейеров.

Осевую фиксацию валов по схеме 1*б* применяют в цилиндрических, конических зубчатых и червячных передачах.

При выборе фиксирующей и плавающей опор учитывают следующие рекомендации.

Подшипники обеих опор должны быть нагружены по возможности равномерно, поэтому, если опоры нагружены кроме радиальной еще и осевой силой, то в качестве плавающей выбирают опору, нагруженную большей радиальной силой.

При температурных колебаниях плавающий подшипник перемещается в осевом направлении на величину удлинения (укорочения) вала. Так как это перемещение может происходить под нагрузкой, поверхность отверстия корпуса изнашивается. Поэтому, при действии на опоры вала только радиальной нагрузки, в качестве плавающей выбирают менее нагруженную опору.

Если выходной конец вала соединяется с другим валом муфтой, в качестве фиксирующей принимают опору вблизи этого конца вала.

В схемах 2*а* и 2*б* вал фиксируется в двух опорах, причем в каждой опоре в одном направлении. Эти схемы применяют с определенными ограничениями по расстоянию между опорами. И связано это с изменением зазоров в подшипниках вследствие нагрева при работе. При нагреве самих подшипников, зазоры в них уменьшаются; при нагреве вала длина его увеличивается. Из-за увеличения длины вала осевые зазоры в подшипниках схемы 2*а,* называемой схемой «враспор», еще больше уменьшаются. Чтобы не происходило защемления вала в опорах, предусматривают осевой зазор «*а*». Величина зазора должна быть несколько больше ожидаемой тепловой деформации подшипников и вала. Из опыта эксплуатации известно, что в узлах с радиальными шарикоподшипниками зазор «а» находится в пределах 0,2...0,5 мм. Схема установки подшипников «враспор» конструктивно наиболее проста. Ее широко применяют при относительно коротких валах.

В опорах схемы 2*а* 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 является более жестким и не должно превосходить *l*/*d*=6...8. Меньшие значения отношения *l*/*d* относятся к роликовым, большие – к шариковым радиально-упорным подшипникам. Радиальные подшипники нечувствительны к большим осевым зазорам, поэтому отношение *l*/*d* может быть взято > 10.

При установке вала по схеме 2*б,* называемой схемой «врастяжку», вероятность защемления подшипников вследствие температурных деформаций вала уменьшается, так как при увеличении длины вала осевой зазор в подшипниках, установленных по этой схеме, увеличивается. Расстояние между подшипниками может быть несколько больше, чем в схеме «враспор»: *l*/*d*=8...10. Меньшие значения относятся к роликовым, большие – к шариковым радиальным и радиально-упорным подшипникам. Более длинные валы устанавливать по

схеме *2б* не рекомендуется, так как вследствие температурных деформаций вала могут появиться большие осевые зазоры, недопустимые для радиально-упорных подшипников. Для радиальных подшипников отношение *l/d* может быть взято большим.

2.4 Посадки колец подшипников качения

Подшипники качения поставляют как готовые изделия, и характер сопряжения их колец в опоре обеспечивается соответствующим выбором отклонений размеров валов и отверстий корпусов. При выборе посадок учитывают: условия нагружения кольца (местное, циркуляционное, колебательное); характер и направление нагрузки; режим работы (легкий, нормальный, тяжелый) в зависимости от интенсивности нагрузки; тип и размеры подшипника; способ регулирования и другие факторы. Режим работы характеризуют отношением эквивалентной нагрузки *P* к базовой динамической грузоподъемности С (табл.21). При ударных и вибрационных нагрузках режим нагружения относят к тяжелому независимо от отношения *P/C*.

Таблица 21

Режим работы подшипника в зависимости от интенсивности нагрузки

Интенсивность нагрузки	Режим работы
$P/C \le 0{,}07$	Легкий
$0{,}07 < P/C \le 0{,}15$	Нормальный
$0{,}15 < P/C < 0{,}50$	Тяжелый

Если кольцо вращается относительно вектора радиальной нагрузки, нагружение кольца называют циркуляционным, если кольцо неподвижно, нагружение кольца называют местным. При колебательном нагружении переменный по значению вектор радиальной нагрузки совершает периодические перемещения на ограниченном участке кольца.

Кольцо с циркуляционным нагружением следует устанавливать на вал или корпус с натягом во избежание обкатывания кольцом сопряженной детали, развальцовки посадочных поверхностей и контактной коррозии.

Кольцо с местным нагружением устанавливают с зазором или небольшим натягом, так как обкатывания в этом случае не происходит. Кроме того, это важно для облегчения осевых перемещений колец при монтаже и при температурных деформациях.

В табл.22 приведены рекомендуемые поля допусков валов и отверстий для установки подшипников. Более плотные посадки назначают при тонкостенных корпусах, для подшипников больших размеров, при больших частотах вращения и для роликовых подшипников.

Многообразие условий работы подшипников не позволяет дать однозначные рекомендации по выбору посадок, поэтому в ответственных случаях следует ориентироваться на хорошо зарекомендовавшие себя аналоги или данные авторитетных фирм.

Таблица 22

Рекомендуемые поля допусков валов
для подшипников классов точности 0 и 6

Нагружение внутреннего кольца	Режим работы	Поле допуска
Циркуляционное	Легкий Легкий, нормальный Тяжелый	*js* *js5, k6, k5* *m6, n6*
Местное	Легкий, нормальный Нормальный, тяжелый	*g6* *g6, h6*
Колебательное	На всех режимах	j_s6
Поля допусков вала под закрепительные втулки – h8, h9		

2.5 Подбор подшипников качения

Основные критерии работоспособности подшипника качения – его статическая и динамическая грузоподъемности.

По статической грузоподъемности подшипники выбирают в тех случаях, когда они воспринимают внешнюю нагрузку в неподвижном

состоянии или вращаясь с частотой n<1,0 об/мин.

По динамической грузоподъемности подшипники выбирают при частоте вращения кольца n≥10 об/мин. При n=1…10 об/мин принимают n=10 об/мин.

Долговечность подшипников может быть выражена в часах, миллионах оборотов.

2.5.1 Определение сил, нагружающих подшипники

Реакции опор определяют из уравнения равновесия: сумма моментов внешних сил относительно рассматриваемой опоры и момента реакции в другой опоре равна нулю.

На выходные концы валов со стороны соединительной муфты, ременной или цепной передачи действует консольная радиальная нагрузка, вызывающая появление дополнительных реакций в опорах.

Определение осевых нагрузок. При установке вала на шариковых радиальных подшипниках осевая сила F_a, нагружающая подшипник, равна внешней осевой силе F_A, действующей на вал. Силу F_A воспринимает подшипник, ограничивающий осевое перемещение вала под действием этой силы.

При установке вала на радиально-упорных подшипниках осевые силы F_a, нагружающие подшипники, находят с учетом осевых составляющих S от действия радиальных сил F_r (рис. 10):

для шариковых радиально-упорных с углом контакта α<18° $S=e'F_r$, где e′- коэффициент минимальной осевой нагрузки. В этих подшипниках действительный угол контакта отличается от начального и зависит от F_r, F_a и базовой грузоподъемности C_{0r}. Поэтому коэффициент e′ принимают по графику на рис.9 в зависимости от отношения F_r/C_{0r};

для шариковых радиально-упорных с углом контакта α>18° $e'=e$ $S=eF_r$. Значения коэффициента осевого нагружения e принимают по табл. 23;

для конических роликовых $e'=0{,}83e$ и $S=0{,}83eF_r$. Значения коэффициента принимают по табл.20.

Для нормальной работы радиально-упорных подшипников необходимо, чтобы в каждой опоре осевая сила, была не меньше осевой составляющей от действия радиальных сил, т.е.

$$F_{a1}\geq S_1 \text{ и } F_{a2}\geq S_2.$$

Кроме того, должно выполняться условие равновесия вала. В табл.24 приведены формулы для определения осевых сил F_{a1} и F_{a2} в отдельных частных случаях. Обозначения опор 1 и 2 в соответствии со схемами рис.10.

Таблица 23

Значения коэффициентов X, Y и *e* для подшипников

Тип подшипника	α	iF_a/C_{0r}	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				*e*
			$F_a/(V \cdot F_r) > e$		$F_a/(V \cdot F_r) \le e$		$F_a/(V \cdot F_r) > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
радиальный	0°	0,014	0,56	2,30	1,0	0	0,56	2,30	0,19
		0,028		1,99				1,99	0,22
		0,056		1,71				1,71	0,26
		0,084		1,55				1,55	0,28
		0,110		1,45				1,45	0,30
		0,170		1,31				1,31	0,34
		0,280		1,15				1,15	0,38
		0,420		1,04				1,04	0,42
		0,560		1,00				1,00	0,44
Радиально-упорный	12°	0,014	0,45	1,81	1,0	2,08	0,74	2,94	0,30
		0,029		1,62		1,84		2,63	0,34
		0,057		1,46		1,69		2,37	0,37
		0,086		1,34		1,52		2,18	0,41
		0,110		1,22		1,39		1,98	0,45
		0,170		1,33		1,30		1,84	0,48
		0,290		1,04		1,20		1,69	0,52
		0,430		1,01		1,16		1,64	0,54
		0,570		1,00		1,16		1,62	0,54
	26°	-	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68
	36°	-	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95

Примечания: 1. Коэффициенты Y и *e* для промежуточных значений отношений iF_a/C_{0r} определяются интерполяцией.

2. *i* – число рядов тел качения. При α=0° во всех случаях принимают *i* =1.

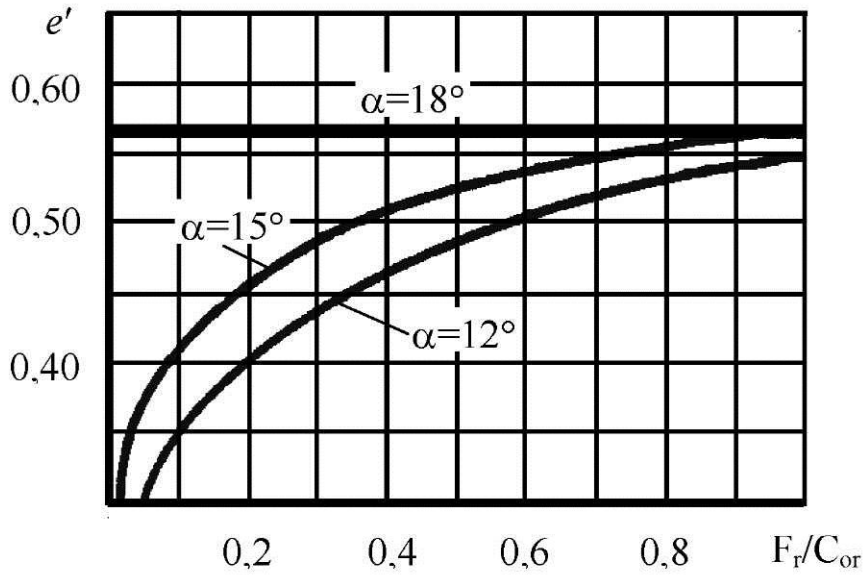


Рис.9 График для определения величины *e*

Схема «враспор»

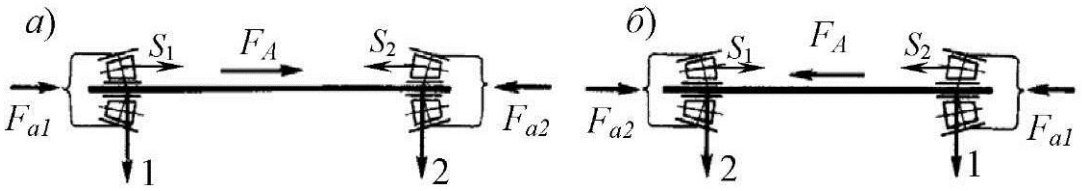


Схема «врастяжку»

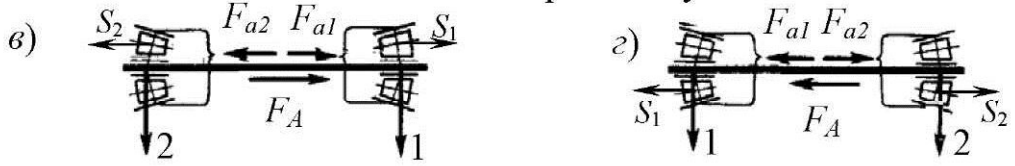


Рис.10 Схема действия сил в радиально-упорных подшипниках

Таблица 24

Формулы для определения осевых нагрузок

Условия нагружения	Осевые силы
$S_1 \geq S_2$; $F_A \geq 0$ $S_1 < S_2$; $F_A \geq S_2 - S_1$	$F_{a1}=S_1$; $F_{a2}=F_{a1}+F_A$
$S_1 < S_2$; $F_A < S_2 - S_1$	$F_{a2}=S_2$; $F_{a1}=F_{a2}-F_A$

2.5.2 Подбор подшипников по динамической грузоподъемности

Подбор проводят для обеих опор вала. В некоторых изделиях, например в редукторах, для обеих опор применяют подшипники одного типа и одного размера. Тогда подбор производят по более нагруженной опоре. Иногда из соотношения радиальных и осевых нагрузок нельзя заранее с уверенностью сказать, какая опора более нагружена. Тогда расчет ведут параллельно для обеих опор до получения эквивалентных динамических нагрузок P_{E1} и P_{E2}, по которым и определяют более нагруженную опору.

Исходные данные: F_{ri} (H) – радиальная нагрузка (радиальная реакция опоры); F_A (H) – внешняя осевая сила, действующая на вал; n ($мин^{-1}$) – частота вращения кольца; d_i ($мм$) – диаметры посадочных поверхностей вала, которые берут из компоновочной схемы; L_{10}, L_{10h} – требуемая долговечность подшипника в млн.об или в ч; условия работы подшипников и ожидаемая их перегрузка.

Подбор подшипников качения производят в следующей последовательности:

1. Предварительно назначают тип и схему установки подшипника.
2. Для выбранного подшипника выписывают следующие данные:

   для шариковых радиальных и радиально-упорных с углом контакта $\alpha<18°$ – значения базовых динамической C_r и статической C_{0r} радиальных грузоподъемностей;

   для шариковых радиальных и радиально-упорных с углом контакта $\alpha\geq18°$ – значение базовой динамической грузоподъемности C_r, значения коэффициента радиальной X, осевой Y нагрузок, коэффициента осевого нагружения e;

   для конических роликовых из табл.20 C_r, Y и e.
3. Определяют осевые составляющие S и осевые силы F_a.
4. Для подшипников шариковых радиальных, а также шариковых радиально-упорных с углом контакта $\alpha<18°$, по табл.23 в зависимости от отношения F_a/C_{0r} находят значения X, Y и e.
5. Сравнивают отношение $F_a/(VF_r)$ с коэффициентом e и окончательно принимают значения коэффициентов X и Y: при $F_a/(VF_r)\leq e$ принимают X=1 и Y=0, при $F_a/(VF_r)>e$ для подшипников шариковых радиальных и радиально-упорных оконча-

тельно принимают записанные ранее значения коэффициентов X и Y.

Здесь V – коэффициент вращения: V=1 при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления радиальной нагрузки и V=1,2 при вращении наружного кольца.

Для конических роликовых подшипников кроме записанного ранее значения коэффициента Y принимают коэффициент X=0,4.

Для двухрядных конических роликовых подшипников e=1,5tgα, при $F_a/(VF_r)\leq e$ коэффициенты X=1 и Y=0,45ctgα, а при $F_a/(VF_r)>e$ коэффициенты X=0,67 и Y=0,67 ctgα.

6. Вычисляют эквивалентную динамическую радиальную нагрузку

$$P_E=(VXF_r+YF_a)K_6K_T.$$

Значение коэффициента безопасности принимают по табл.25;

температурного коэффициента K_T – в зависимости от рабочей температуры подшипника T:

T, °C	…	≤100	125	150	175	200	225	250
K_T	…	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

Для подшипников, работающих при типовых режимах нагружения, расчеты удобно вести с помощью коэффициента эквивалентности K_E:

Режим работы	0	I	II	III	IV	V
K_E	1,00	0,80	0,63	0,56	0,50	0,40

При этом по известным максимальным длительно действующим силам F_{r1max}, F_{r2max} , F_{Amax} (соответствующим, как правило, максимальному из длительно действующих моменту) находят эквивалентные нагрузки:

$$F_{r1}=K_EF_{r1max};\ F_{r2}=K_EF_{r2max};\ F_A=K_EF_{Amax},$$

по которым в соответствии с пп.1…6 ведет расчет подшипников как при постоянной нагрузке.

7. Определяют требуемую динамическую грузоподъемность подшипника:

$$C_{тр}=P_E\sqrt[p]{\frac{L_{10h}n60}{10^6}},$$

где n – частота вращения кольца, *мин*$^{-1}$; L_{10h} – требуемая долговечность, *ч* (табл.26). Для подшипников шариковых p=3, для роликовых p=10/3.

Таблица 25

Значения коэффициента $K_б$

№ п/п	Машины, оборудование и условия эксплуатации	$K_б$
1	Машины для кратковременной или прерывистой эксплуатации: бытовое оборудование, строительные и монтажные краны и машины, тракторы	1,0…1,1
2	Машины того же назначения, что и в п.1, но с повышенными требованиями к надежности; подъемники и краны для штучных грузов, автомобили, комбайны, сельхозтехника	1,1…1,2
3	Машины для односменной работы, эксплуатируемые не всегда с полной нагрузкой; стационарные электродвигатели, редукторы, авиадвигатели	1,2…1,3
4	Машины того же назначения, что и в п.3, но работающие с полной нагрузкой; металлорежущие и деревообрабатывающие станки, печатные и текстильные машины, воздуходувки, грейферные краны	1,3…1,4
5	Машины для круглосуточной работы; приводы прокатного оборудования, компрессоры, шахтные подъемники, энергетическое оборудование средней мощности, транспортные буксы, локомотивы	1,5…1,7
6	Трубопрокатные станы, вращающие печи, приводы судового оборудования, эскалаторы	1,7…2,0
7	Наиболее ответственные круглосуточно эксплуатируемые агрегаты; крупные электрические машины и энергетические установки, целлюлозные и бумагоделательные машины и оборудование, шахтные насосы и воздуходувки, коренные подшипники судовых двигателей	2,0…2,5

Таблица 26

Рекомендуемые значения расчетного ресурса подшипников L_h

Машины и оборудование	L_h, *ч*
Бытовые приборы и редко работающее оборудование	500
Сельскохозяйственные машины, механизмы с ручным приводом, легкие конвейеры, автомобили	≥4000
Червячные редукторы общего назначения	≥5000
Конвейеры поточного производства, лифты	≥8000
Волновые и глобоидные редукторы общего назначения	≥10000
Стационарные электродвигатели, элеваторы	≥12000
Цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические и планетарные редукторы общего назначения	≥12500
Машины для непрерывной односменной работы, станки, железнодорожный транспорт	≥20000
Машины для круглосуточной работы (компрессоры, насосы, судовые приводы)	≥40000
Энергетические установки, шахтные насосы, оборудование морских судов	≥100000

8. Оценивают пригодность намеченного типоразмера подшипника по условию

$$C_{тр} \le C_г.$$

Если указанное условие выполняется, то в этом случае подбор заканчивают, так как подшипник будет иметь расчетную долговечность, равную или несколько больше желаемой.

Если это условие не выполнимо, то переходят от легкой серии к средней или тяжелой (при том же диаметре цапфы d_i). Если подшипник по своим габаритам применить в данном узле нет возможности, то следует перейти к другому типу подшипника (например, от шариковых к роликовым) или к другой схеме расположения их на валу. При осложнениях в выборе радиально-упорных подшипников (при наличии больших осевых нагрузок и др.) рекомендуется переходить на подшипники с большим углом контакта (α=26…36°). В некоторых случаях может оказаться, что все эти меры не дадут желаемого эффекта, тогда следует увеличить диаметр посадочного места и проверить подшипник большего номера.

Если $C_{тр} \le C_г$ значительно выше даже при применении подшип-

ника легкой серии (что часто имеет место для тихоходных валов редукторов с цилиндрическими или для валов колес червячных редукторов), то диаметр цапфы вала уменьшать ни в коем случае не следует, так как он определен из расчета на прочность. При этом расчетная долговечность подшипника будет намного больше регламентированной.

Базовую долговечность предварительно выбранного подшипника в млн. об. или ч определяют по следующим формулам:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_E}\right)^p; \qquad \mathrm{L_{10h}} = \frac{10^6 \mathrm{L_{10}}}{60n}.$$

Если базовая долговечность больше или равна требуемой, то подшипник пригоден.

Долговечность, рассчитываемая по п.8, соответствует 90%-ной надежности и распространяется на обычные подшипниковые стали при нормальных условиях эксплуатации (правильной установке подшипника, правильном способе смазки, защите от проникновения инородных тел, в случае, когда подшипник находится под действием нормальной нагрузки и не подвергается воздействию экстремальных температур).

При расчете динамической грузоподъемности и эквивалентной динамической нагрузки узла, состоящего из сдвоенных радиально-упорных подшипников, установленных узкими или широкими торцами наружных колец друг к другу, пару одинаковых подшипников рассматривают как один двухрядный радиально-упорный подшипник.

Для определения долговечности такого подшипникового узла используют формулы п.8. При этом вместо C_r подставляют базовую динамическую радиальную грузоподъемность $C_{r\Sigma}$ комплекта из двух подшипников: для шарикоподшипников $C_{r\Sigma}=1{,}625C_r$, для роликоподшипников $C_{r\Sigma}=1{,}714C_r$. Базовая статическая радиальная грузоподъемность такого комплекта равна удвоенной номинальной грузоподъемности одного однорядного подшипника $C_{0r\Sigma}=2C_{0r}$.

При подборе двухрядных радиально-упорных шариковых или конических роликовых подшипников следует учитывать, что при отношении $F_a/F_r<e$ их рассчитывают как двухрядные. Если $F_a/F_r>e$, то в двухрядных подшипниках будет работать только один ряд тел качения, и величину динамической грузоподъемности следует принимать такой же, как для однорядного подшипника.

3 ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖА

3.1 Требования к рабочим чертежам

Деталь располагают на чертеже в положении, в котором ее устанавливают на станке, в частности ось детали – тела вращения (вал, зубчатое колесо, шкив, стакан) располагают параллельно основной надписи.

Изображение детали – тела вращения – располагают на чертеже вправо стороной, более трудоемкой для токарной обработки.

Размеры.

1. На чертеже должно быть задано минимальное число размеров, но достаточное для изготовления и контроля детали.

2. Каждый размер следует приводить на чертеже лишь один раз.

3. Не допускается включение ширины фасок и канавок в общую размерную цепочку размеров. Размеры фасок и канавок должны быть заданы отдельно.

4. Все размеры, которые задают на чертежах деталей, условно делят на две группы:

а) размеры функциональные. К ним относят размеры, определяющие качественные показатели изделия: размеры сборочных размерных цепей, сопряженные размеры, диаметры посадочных мест валов для зубчатых, червячных колес, муфт, подшипников и других деталей, размеры резьб на валах для установочных гаек;

б) размеры свободные.

Основной принцип задания размеров на чертежах деталей заключается в следующем: функциональные размеры задают на чертежах деталей, взяв их из чертежа сборочной единицы и из схем размерных цепей.

Предельные отклонения размеров.

1. Для всех размеров, нанесенных на чертеже, указывают предельные отклонения в миллиметрах. Допускается не указывать предельные отклонения на размерах, определяющих зоны различной шероховатости и различной точности одной и той же поверхности, зоны термической обработки, покрытия, накатки, а также на диаметрах накатанных поверхностей. В этих случаях непосредственно у таких размеров наносят знак ≈.

2. Предельные отклонения многократно повторяющихся размеров относительно низкой точности (от 12 квалитета и грубее) на изо-

бражении детали не наносят, а указывают в технических требованиях общей записью типа, например, для среднего класса точности: «Общие допуски по ГОСТ 30893.1: $+t_2$, $-t_2$, $\pm t_2/2$».

3. Предельные отклонения линейных размеров указывают по одному из следующих трех способов:

условными обозначениями полей допусков, например 40*h*7;

числовыми значениями предельных отклонений, например, $40^{0}_{-0,025}$;

условными обозначениями полей допусков с указанием справа в скобках значений предельных отклонений, например $40h7(^{0}_{-0,025})$.

Рекомендуется применять первый способ при номинальных размерах, входящих в ряд стандартных чисел, второй при нестандартных числах номинальных размеров и третий при стандартных числах, но при не рекомендуемых полях допусков.

4. Предельные отклонения свободных размеров оговаривают в технических требованиях записью, аналогичной записи для размеров низкой точности.

Допуски формы и расположения поверхностей.

При обработке деталей возникают погрешности не только линейных размеров, но и геометрической формы, а также погрешности в относительном расположении осей, поверхностей и конструктивных элементов деталей. Эти погрешности могут оказывать вредное влияние на работоспособность деталей машин.

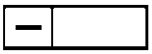
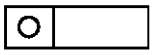
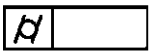
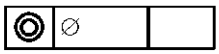
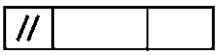
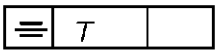
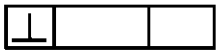
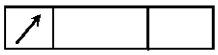
Для подшипников качения важно, чтобы не искажались дорожки качения колец подшипников. Кольца подшипников очень податливы, при установке на вал или в корпус они копируют форму посадочных поверхностей.

В случае перекоса колец подшипников увеличиваются сопротивление вращению валов и потери энергии, снижается их долговечность.

Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертеже условными обозначениями – графическими знаками, которые записывают в рамке, разделенной на две или три части (табл.27). В первой части размещают графический знак допуска формы и расположения, во второй – числовое значение допуска и в третьей – обозначение базы, относительно которой задан допуск.

Таблица 27

Условные обозначения
допусков формы и расположения поверхностей

Допуск	Знак
Прямолинейности	
Круглости	
Цилиндричности	
Соосности*	
Параллельности	
Симметричности*	
Перпендикулярности	
Радиального биения Торцевого биения Биения в заданном направлении	
* Знаки ∅ и *T* означают, что допуски заданы в диаметральном выражении	

Шероховатость поверхностей.

Из числа параметров шероховатости, установленных ГОСТ 2.309-73 наибольшее применение в машиностроении нашли следующие:

Ra – среднее арифметическое отклонение профиля, мкм;

Rz – высота неровностей профиля, мкм;

t_p – относительная опорная длина профиля, где индекс p – значение уровня сечения профиля.

Для обозначения на чертежах шероховатостей применяют знаки (рис.11). Если вид обработки поверхности не устанавливается, применяют знак (рис.11, *а*). Это обозначение является предпочтительным. Если требуется, чтобы поверхность была образована обязательно удалением слоя материала, например точением, шлифованием и пр., применяют знак (рис.11, *б*). Если важно, чтобы поверхность была

образована без удаления слоя материала (чеканка, накатываем роликами и пр.), применяют знак (рис.11, *в*). Такой же знак применяют для обозначения шероховатости поверхностей, не обрабатываемых по

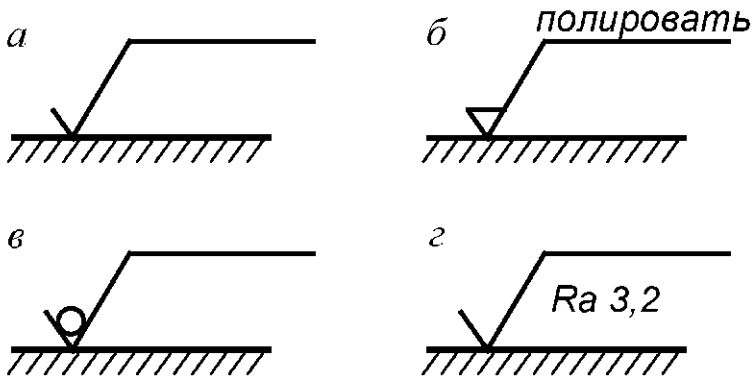


Рис.11 Обозначение шероховатости

данному чертежу.

Предпочтительно нормировать параметр *Ra* (рис.11, *г*). Числовые значения параметра шероховатости для посадочных поверхностей можно принимать из табл. 28.

Таблица 28

Числовые значения параметра шероховатости *Ra*

Вид поверхности	*Ra*, мкм
Торцы заплечиков валов для базирования:	
подшипников качения класса точности 0	1,6
зубчатых, червячных колес при отношении длины отверстия ступицы к диаметру:	
$l/d<0,8$	1,6
$l/d\geq0,8$	3,2
Поверхности валов под резиновые манжеты	0,2
Канавки, фаски, радиусы, галтели на валах	6,3
Поверхности шпоночных пазов на валах:	
рабочие	3,2
нерабочие	6,3
Цилиндрические поверхности центрирующие	0,8
Цилиндрические поверхности нецентрирующие	3,2

Обозначения термической обработки.

Стандартом ГОСТ 2.310-68 установлены следующие правила нанесения на чертежах указаний о термической и химико-

термической обработке, обеспечивающей получение необходимых свойств материала детали.

Если всю деталь подвергают термообработке одного вида, то в технических требованиях чертежа приводят требуемые показатели свойств материала; запись типа:

а) 235…265 НВ или 205±15 НВ;

б) 44…50 HRC или 44±5 HRC;

в) ТВЧ *h* 1,6…2,0, 44…50 HRC (буквой *h* обозначена глубина обработки в мм);

г) цементировать *h* 1,6…2,0; 44…50 HRC.

Если термообработке подвергают отдельный участок детали, то его обводят на чертеже утолщенной штрих-пунктирной линией (*s*/2…2/3*s*, где *s* – толщина основной контурной линии), а на полке линии-выноски наносят показатели свойств материала (рис.12,а).

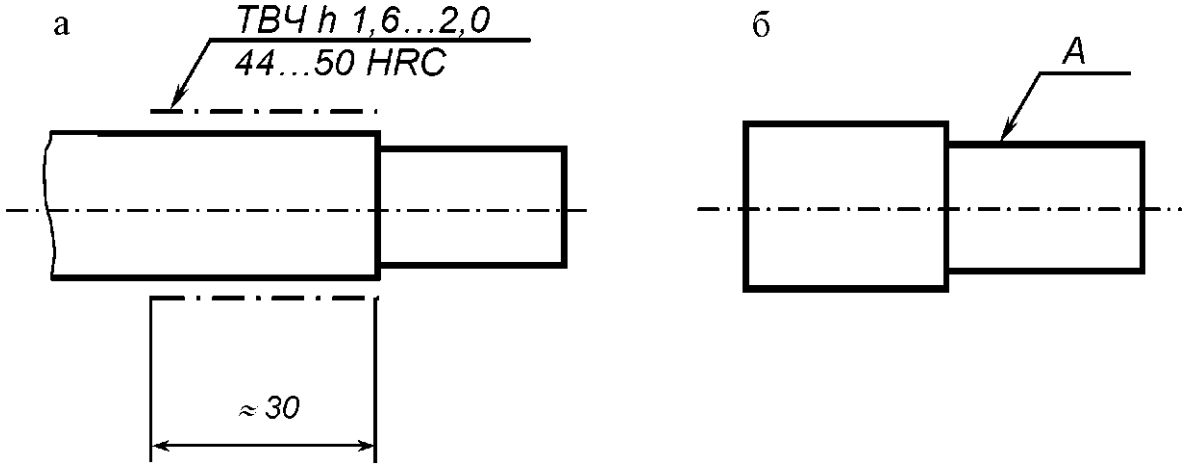


Рис.12 Обозначение термической обработки

Если всю деталь подвергают одному виду термообработки, а некоторые ее части другому или оставляют без обработки, в технических требованиях делают запись по типу:

а) 55…60 HRC, кроме места указанного особо (рис.12,а);

б) 40…45 HRC, кроме поверхности А (рис.12,б).

3.2 Рабочий чертеж вала

На чертежах валов задают сопряженные, цепочные, габаритные и свободные размеры. На рис.13 показаны способы задания осевых размеров вала. На этом рисунке обозначены размеры: C_1 и C_2 – сопряженные (длины шпоночных пазов), $Г$ – габаритный; K_1 и K_2 – ко-

ординирующие расположение шпоночных пазов; l_1 – длина выступающего конца вала (присоединительный размер), l_2, l_3, l_4 – длины посадочных поверхностей (размеры l_1 – l_5 отвечают последовательным этапам токарной обработки вала).

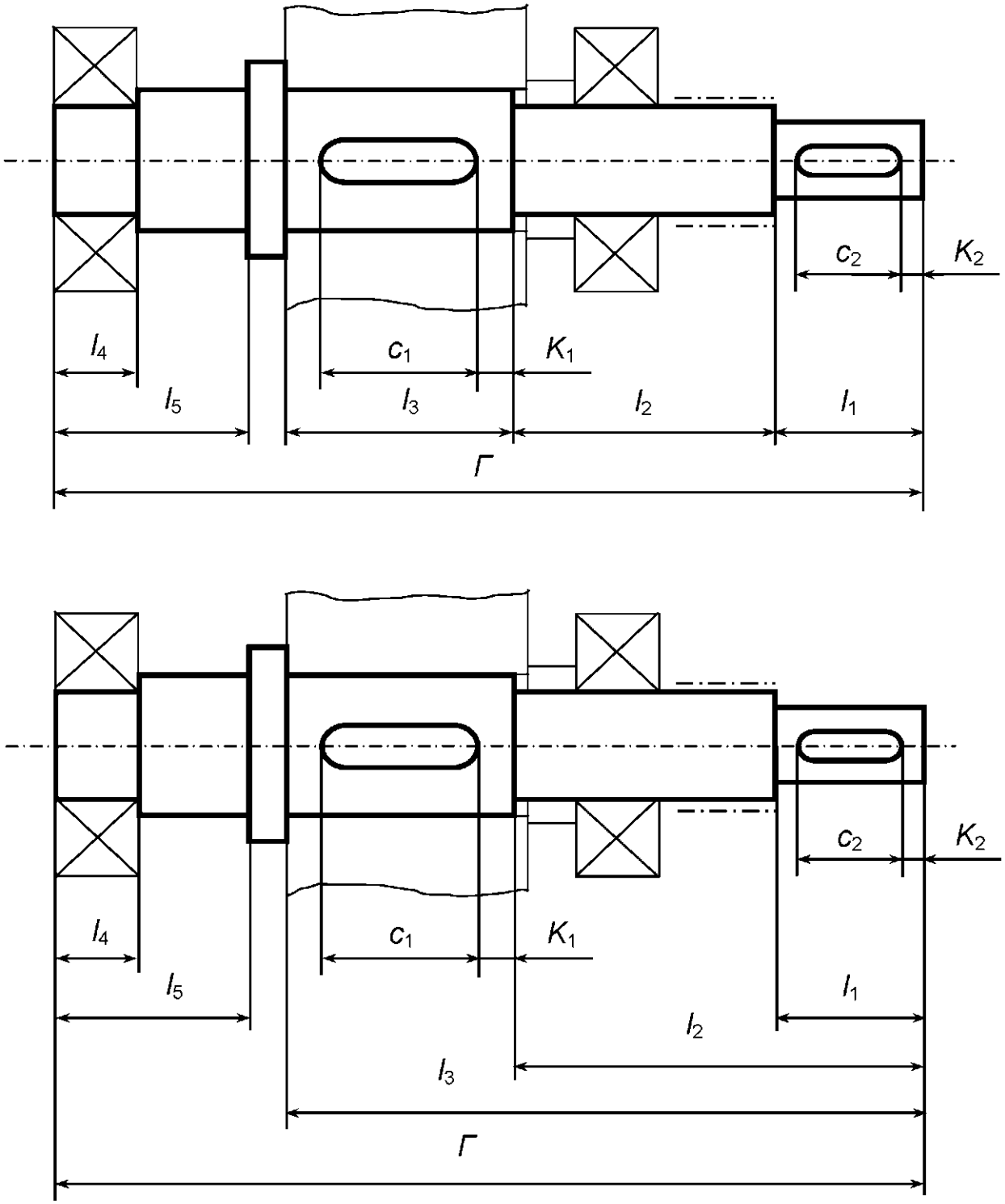


Рис.13 Способы задания осевых размеров вала

На чертежах валов задают также глубину шпоночного паза – размер t_1 (рис.14). Если шпоночный паз, расположенный на конце вала, сквозной, то удобнее для контроля задавать размер $d\text{-}t_1$.

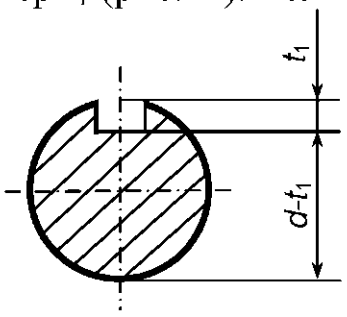


Рис.14 Обозначение глубины шпоночного паза

На ширину шпоночного паза приводят обозначение поля допуска, чаще всего *P*9. Предельное отклонение глубины шпоночного паза t_1 при сечении шпонки до 6×6 *мм* – +0,1 *мм*; 6×6…32×18 – +0,2 *мм*.

На размер $d\text{-}t_1$ предельные отклонения задают соответственно – 0,1 и – 0,2 *мм*.

Допуски формы и расположения поверхностей. Рабочей осью вала является общая ось посадочных поверхностей для подшипников качения. Эта ось обозначена на рис.15 буквами *АБ*. На этом же рисунке приведены обозначения некоторых размеров, а в рамках – условные обозначения допусков формы и расположения.

Назначение каждого из допусков формы или расположения следующее:

Допуск цилиндричности посадочных поверхностей для подшипников качения (поз.1) задают, чтобы ограничить отклонения геометрической формы этих поверхностей и тем самым ограничить отклонения геометрической формы дорожек качения колец подшипников;

Зубчатые и червячные колеса, муфты, шкивы, звездочки насаживают на валы с натягом. Чтобы ограничить концентрацию давлений на посадочные поверхности валов, задают допуск цилиндричности (поз.2, 3);

допуск соосности посадочных поверхностей для подшипников качения относительно их общей оси (поз. 4) задают, чтобы ограничить перекос колец подшипников качения;

допуск соосности посадочной поверхности для зубчатого, червячного колеса (поз.5) задают, чтобы обеспечить нормы кинематической точности и нормы контакта зубчатых и червячных передач;

допуск соосности посадочной поверхности для полумуфты, шкива, звездочки (поз.6) задают, чтобы снизить дисбаланс вала и деталей, установленных на этой поверхности. Допуск соосности по этой позиции задают при частоте вращения вала $n \geq 1000$ об/мин, а при меньшей частоте его не задают;

допуск перпендикулярности базового торца вала (поз.7) назначают, чтобы уменьшить перекос колец подшипников и искажение геометрической формы дорожки качения внутреннего кольца подшипника;

допуск перпендикулярности базового торца вала (поз.8) задают для узких колес, у которых $l/d<0,8$. Допуск задают, чтобы обеспечить выполнение норм контакта зубьев в передаче. При отношении $l/d\geq0,8$допуск перпендикулярности по поз.8 не задают;

допуск радиального биения поверхности вала (поз.9), расположенной под резиновой уплотняющей манжетой, задают, чтобы ограничить амплитуду колебаний рабочей кромки резины, вызывающих ее усталостное разрушение. Этот допуск задают при частоте вращения вала $n\geq1000$ об/мин;

для конического конца вала (поз.10) устанавливают допуск круглости поперечного сечения конуса и прямолинейности его образующих.

В табл.29 приведены посадки основных деталей передач на вал.

Таблица 29

Посадки основных деталей передач на вал

Рекомендуемые поля допусков валов	Пример соединения
*r*6, *s*6	Зубчатые и червячные колеса на валы при тяжелых ударных нагрузках
*p*6, *r*6	Зубчатые и червячные колеса и зубчатые муфты на валы; венцы червячных колес на центр
*n*6, *m*6, *k*6	Зубчатые колеса при частом демонтаже; шестерни на валах электродвигателей; муфты; мазеудерживающие кольца
*js*6, *h*6, *h*7	Стаканы под подшипники качения в корпус; распорные втулки
*r*6	Муфты при тяжелых ударных нагрузках
*js*6, *h*6	Шкивы и звездочки
*h*8	Распорные кольца; сальники
H9, *N9*, *P9*	Ширина шпоночного паза

В табл.30 в соответствии с позициями, указанными на рис.15, приведены указания по определению допусков формы и расположения поверхностей.

Допуски расположения элементов деталей для базирования подшипников качения зависят от типа подшипников, которые делятся на следующие три группы:

I – шариковые радиальные и радиально-упорные;

II – радиальные с короткими цилиндрическими роликами;

III – конические роликовые.

Таблица 30

Определение допусков формы и расположения поверхностей

Позиция	Допуск
1, 2, 3	цилиндричности – $T \approx 0{,}3t$, где t – допуск размера поверхности (табл.31).
4	соосности на диаметре $d_ц$ по табл.32. Степень точности для групп подшипников: I-7, II-6, III-5.
5	соосности на диаметре d по табл.32. Степень точности по табл.33.
6	соосности $T \approx 48/n$, $n \geq 1000$ *мин*$^{-1}$; допуск в *мм*.
7	перпендикулярности на диаметре d_0 по табл.34. Степень точности для групп подшипников: I-8, II-7, III-6.
8	перпендикулярности на диаметре $d_б$ при $l/d<0{,}8$ по табл.34. Степень точности по табл.35.
9	радиального биения $T \approx 48/n$, $n \geq 1000$ *мин*$^{-1}$; допуск в *мм*.
11	параллельности – $T \approx 0{,}6t_{шш}$, симметричности – $T \approx 4t_{шш}$, где $t_{шш}$ – допуск ширины шпоночного паза.

Допуски цилиндричности, а также допуски симметричности и параллельности шпоночных пазов после их определения должны быть округлены в ближайшую сторону до числа из ряда предпочтительных: 1; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 80.

Таблица 31

Значения допусков

Интервалы размеров	квалитеты			
	6	7	8	9
	Допуск, *мкм*			
Св. 3 до 6	8	12	18	30
» 6 » 10	9	15	22	36
» 10 » 18	11	18	27	43
» 18 » 30	13	21	33	52
» 30 » 50	16	25	39	62
» 50 » 80	19	30	46	74
» 80 » 120	22	35	54	87
» 120 » 180	25	40	63	100

Таблица 32

Допуск соосности

Интервалы размеров	Степени точности допусков соосности				
	5	6	7	8	9
	Допуск соосности, *мкм*				
Св. 16 до 30	10	16	25	40	60
» 30 » 50	12	20	30	50	80
» 50 » 120	16	25	40	60	100
» 120 » 250	20	30	50	80	120
» 250 » 400	25	40	60	100	160

Таблица 33

Степень точности допусков соосности

Степень кинематической точности передачи	Диаметр делительной окружности		
	Св. 50 до 125	Св. 125 до 280	Св. 280 до 560
	степень точности допусков соосности		
6	5	6	7
7	6	7	7
8	7	7	8
9	7	8	8

Таблица 34

Допуск параллельности, перпендикулярности

Интервалы размеров	Степени точности допусков параллельности, перпендикулярности					
	5	6	7	8	9	10
	Допуски параллельности, перпендикулярности, *мкм*					
Св. 16 до 25	4	6	10	16	25	40
» 25 » 40	5	8	12	20	30	50
» 40 » 63	6	10	16	25	40	60
» 63 » 100	8	12	20	30	50	80
» 100 » 160	10	16	25	40	60	100
» 160 » 250	12	20	30	50	80	120
» 250 » 400	16	25	40	60	100	160

Таблица 35

Степень точности допусков перпендикулярности

Тип колес	Степень точности передач по нормам контакта		
	6	7, 8	9
	степень точности допусков перпендикулярности		
Зубчатые	5	6	7
Червячные	6	7	8

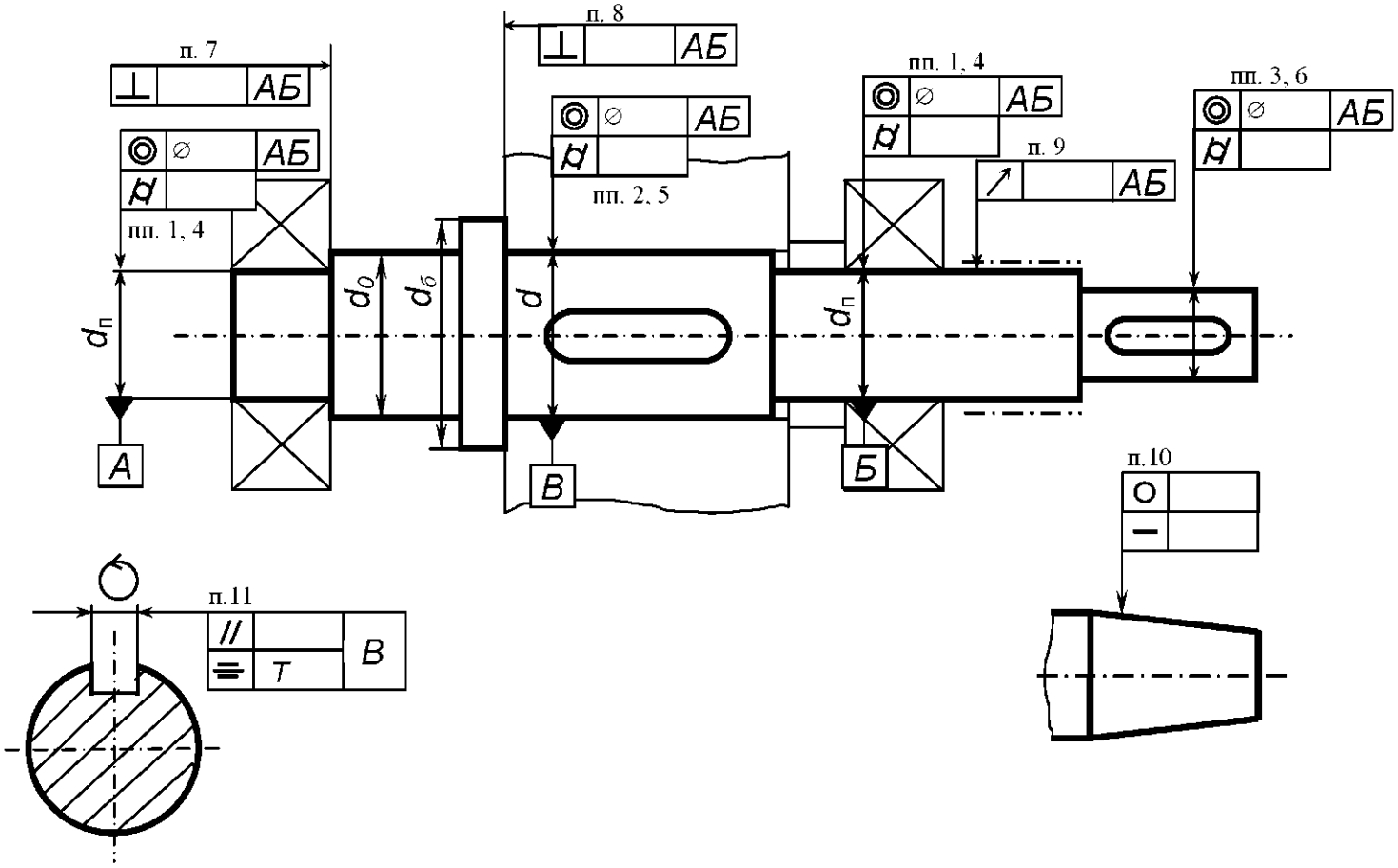


Рис.15 Обозначение допусков формы
и расположения поверхностей вала

4 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

По заданным геометрическим параметрам вала, крутящему моменту, размеру зубчатых колес требуется выполнить расчет вала на статическую прочность и выносливость, а также подобрать и рассчитать на динамическую грузоподъемность подшипники качения. Направление сил, действующих на вал, показано на расчетной схеме.

При выполнении расчетов рекомендуется следующая точность: для сил – целое число *Н*, для моментов – целое число *Н·мм*, для напряжений – целое число *МПа*. При этом 0,5 и больше принимают за единицу, а меньшая дробь отбрасывается. Для линейных размеров в миллиметрах берут только целые числа.

Если требуется найти промежуточное значение искомой величины, не приведенное в таблице, используют линейное интерполирование. Например, необходимо определить по таблице величину Y при X=5,6. В таблице указаны лишь значения Y_1=14,8 при X_1=5,4 и Y_2=22,3 при X_2=5,7.

Тогда величина Y при X=5,6:

$$Y = Y_1 + \frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1}(X - X_1) = 14{,}8 + \frac{22{,}3 - 14{,}8}{5{,}7 - 5{,}4}(5{,}6 - 5{,}4) = 19{,}8.$$

Или другим путем

$$Y = Y_2 - \frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1}(X_2 - X) = 22{,}3 - \frac{22{,}3 - 14{,}8}{5{,}7 - 5{,}4}(5{,}7 - 5{,}6) = 19{,}8.$$

Решение задачи следует начинать с ориентировочного расчета вала только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях. После выполненной таким образом оценки диаметра вала в месте посадки зубчатых колес (муфты, звездочки или шкива) необходимо разработать его конструкцию, определив диаметр посадочных мест подшипников.

По диаметру вала в месте установки подшипников по каталогу подобрать подшипники и проверить их динамическую грузоподъемность. Расчет подшипников вести для постоянного режима нагружения, коэффициент эквивалентности K_E=1.

Подбор подшипников качения производят в следующей последовательности:

1. Предварительно назначают тип и схему установки подшипника.

2. Для выбранного подшипника выписывают следующие данные:
   для шариковых радиальных и радиально-упорных с углом контакта $\alpha<18°$ - значения базовых динамической C_r и статической C_{0r} радиальных грузоподъемностей;
   для шариковых радиальных и радиально-упорных с углом контакта $\alpha\geq18°$ - значение базовой динамической грузоподъемности C_r, значения коэффициента радиальной X, осевой Y нагрузок, коэффициента осевого нагружения e;
   для конических роликовых из табл. C_r, Y и e.
3. Определяют осевые составляющие S и осевые силы F_a.
4. Для подшипников шариковых радиальных, а также шариковых радиально-упорных с углом контакта $\alpha<18°$, по табл… в зависимости от отношения F_a/C_{0r} находят значения X, Y и e.
5. Сравнивают отношение $F_a/(VF_r)$ с коэффициентом e и окончательно принимают значения коэффициентов X и Y: при $F_a/(VF_r)\leq e$ принимают X=1 и Y=0, при $F_a/(VF_r)>e$ для подшипников шариковых радиальных и радиально-упорных окончательно принимают записанные ранее значения коэффициентов X и Y.
6. Вычисляют эквивалентную динамическую радиальную нагрузку.
7. Определяют требуемую динамическую грузоподъемность подшипника, которую сравнивают со значением базовой динамической C_r грузоподъемностью.

Расчет вала на выносливость выполняется по номинальной нагрузке, указанной в задании, цикл напряжений принять симметричным для напряжения изгиба и пульсационным для напряжений кручения (при нереверсивном вращении).

Проверочный расчет валов производится в следующем порядке:

1) составляется расчетная схема, где вал рассматривается как балка, лежащая на шарнирных опорах, указывается расстояние между находящимися на валу деталями и опорами;
2) усилия, изгибающие вал, раскладываются на горизонтальные и вертикальные составляющие с вычерчиванием расчетных схем для каждой плоскости (влияние сжимающих и растягивающих сил обычно невелико, и поэтому они не учитываются);

3) строятся эпюры изгибающих моментов в каждой из двух взаимно-перпендикулярных плоскостей;
4) строится эпюра крутящих моментов T;
5) по характеру эпюр определяются места опасных сечений, для которых определяются суммарные изгибающие моменты;
6) определяется коэффициент запаса прочности по одному или нескольким предположительно опасным сечениям вала.

На листе формата А3 выполнить чертеж разработанного вала.

Для выполнения чертежа вала необходимо определить длины ступеней вала, на которые будут насаживаться детали. На рис.16-17 показана схема нагружения вала (рис.16,а и 17,а) и предполагаемые конструкции быстроходного (тихоходного) (рис.16,б) и промежуточного (рис.17,б) валов, установленных на радиальных подшипниках.

На рис.16-17 приведены следующие обозначения: F_1, F_2 – силы, действующие на вал; a, b, c – расстояния между силами и опорами вала; B – ширина подшипника; d – диаметр вала под зубчатым колесом; $l_{ст}$ – длина ступени вала под зубчатым колесом, $l_{ст}\approx 1{,}6d$; l_1 – длина

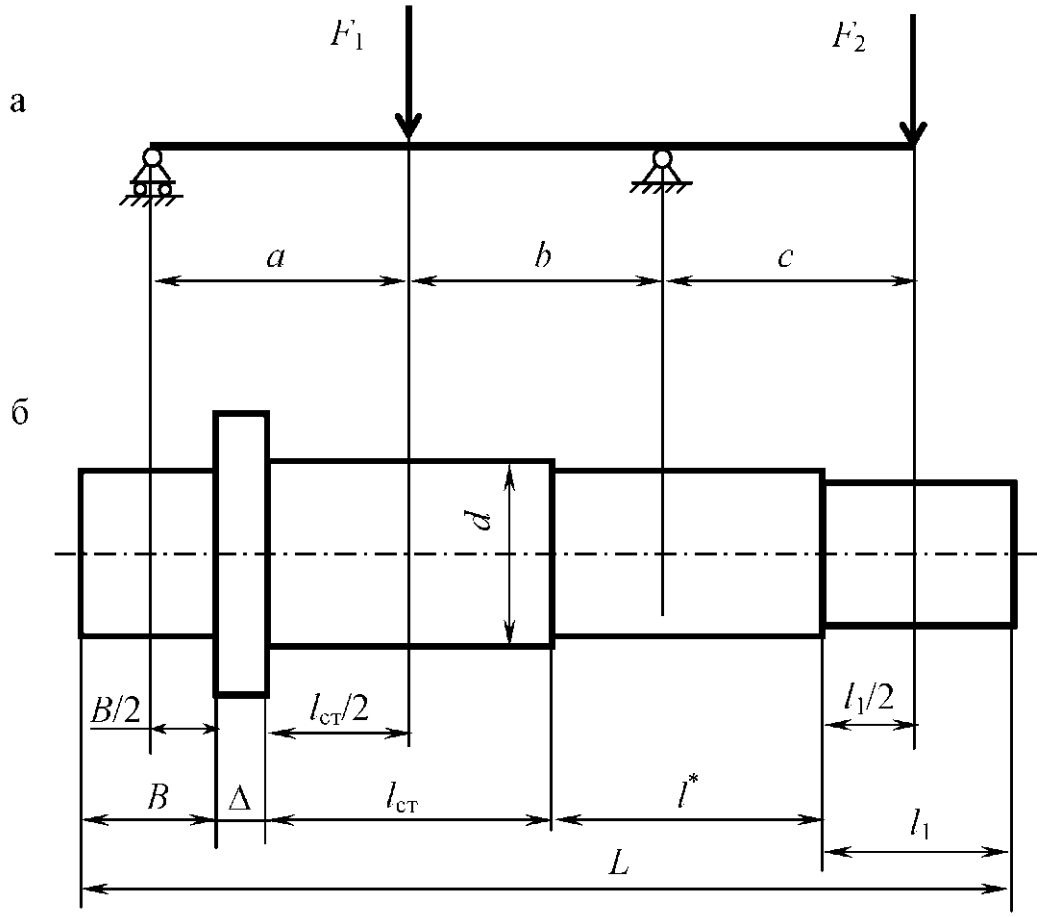


Рис.16 Схема нагружения вала и предполагаемая конструкция быстроходного вала

конца вала (по табл.2-3). Толщина упорного буртика Δ, размер *l** и длина вала *L* определяются конструктивно.

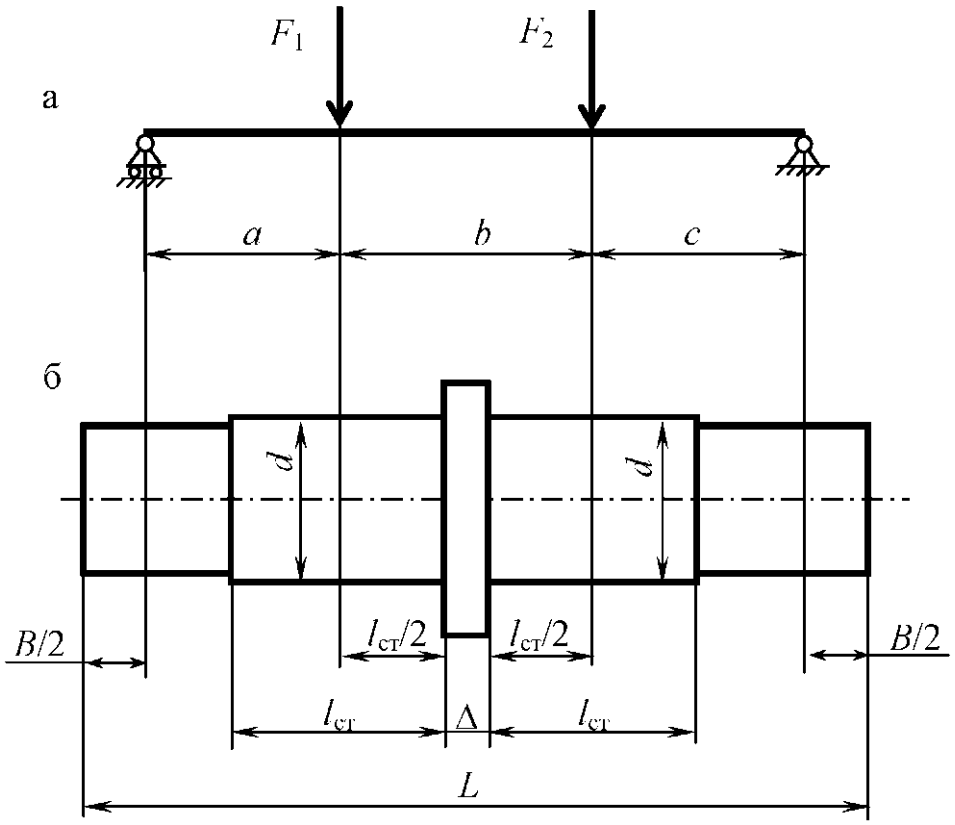


Рис.17 Схема нагружения вала и предполагаемая конструкция промежуточного вала

Радиальная реакция подшипника считается приложенной к оси середины контактных площадок. Для радиальных подшипников эта точка располагается на середине ширины (*B*/2) подшипника. Для радиально-упорных подшипников расстояние *a* между этой точкой и торцом подшипника может быть определено графически (рис.7,а и 7,б) или аналитически по следующим формулам:

подшипники шариковые радиально-упорные однорядные

$$a = 0{,}5\left[B + \frac{d+D}{2} tg\alpha\right];$$

подшипники роликовые конические однорядные

$$a = 0{,}5\left[T + \frac{d+D}{3} e\right].$$

Ширину колец *B*, монтажную высоту *T*, коэффициент осевого нагружения *e*, угол контакта α, а также диаметры *d* и *D* принимают по табл.17-20.

Конструкции валов, установленных на радиально-упорных подшипниках показаны на рис. 7,а и 7,б.

5 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

По заданным геометрическим параметрам вала, крутящему моменту, размеру зубчатых колес требуется выполнить расчет вала на статическую прочность и выносливость, а также подобрать подшипники качения по динамической грузоподъемности. Направление сил, действующих на вал, показано на расчетной схеме (рис.18).

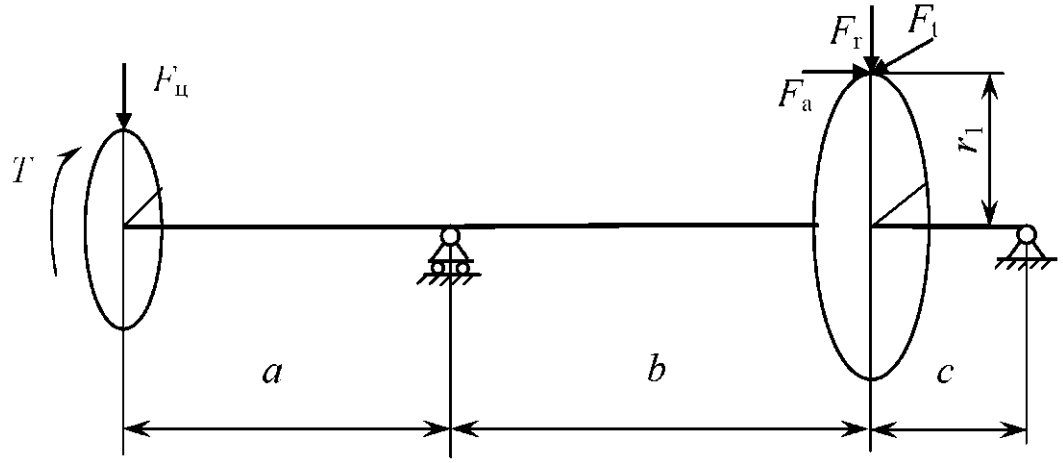


Рис.18 Расчетная схема вала

Исходные данные для расчета:

крутящий момент на валу T=117000 *Н·мм*,

окружная сила F_t=1500 *Н*,

радиальная сила $F_г$=490 *Н*,

осевая сила F_a=244 *Н*,

радиус колеса r_1=78 *мм*,

консольная сила $F_ц$=1840 *Н*,

Расстояние между силами, действующими на вал, и опорами:

a=95 *мм*; b=124 *мм*; c=46 *мм*.

Частота вращения вала n=360 $мин^{-1}$.

5.1 Проектный расчет вала

Ориентировочно определим средний диаметр вала из расчета на кручение по формуле (1)

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_3}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 117 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}} = 31 \text{ мм},$$

где: [τ]=20..25 МПа – допускаемое напряжение на кручение при ориентировочном расчете диаметра входных и выходных концов валов.

Принимаем коническое исполнение конца (тип 1) вала для установки звездочки цепной передачи (табл.2): d_1=36 *мм*; $d_{ср}$=33,1 *мм*; d_2=М20×1,5; l_1=58 *мм*, l_2=80 *мм*.

Диаметр вала под установку манжеты и подшипники принимаем конструктивно d_3=40 *мм*;

диаметр вала под установку зубчатого колеса

$d_4=d_3+3r=40+3\cdot2=46$ *мм*, где r=2 *мм* (рис.3, с…), по ГОСТ 6636-69 принимаем d_4=45 *мм*;

диаметр упорного буртика зубчатого колеса и подшипника

$d_5= d_4+2t$,

где $t=2f$, f=2,5 *мм* (рис.3, с…), $d_5=45+2\cdot5=55$ *мм*.

Конструкция вала показана на рис.19.

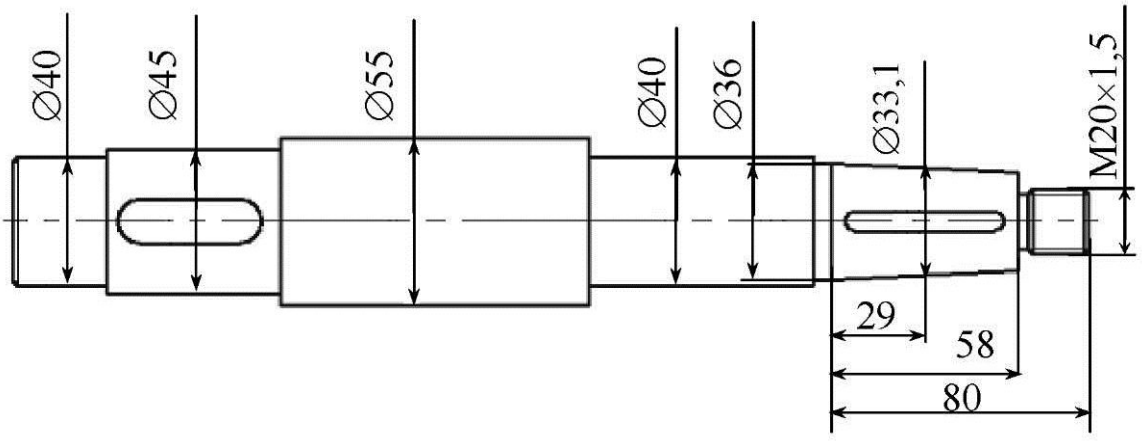
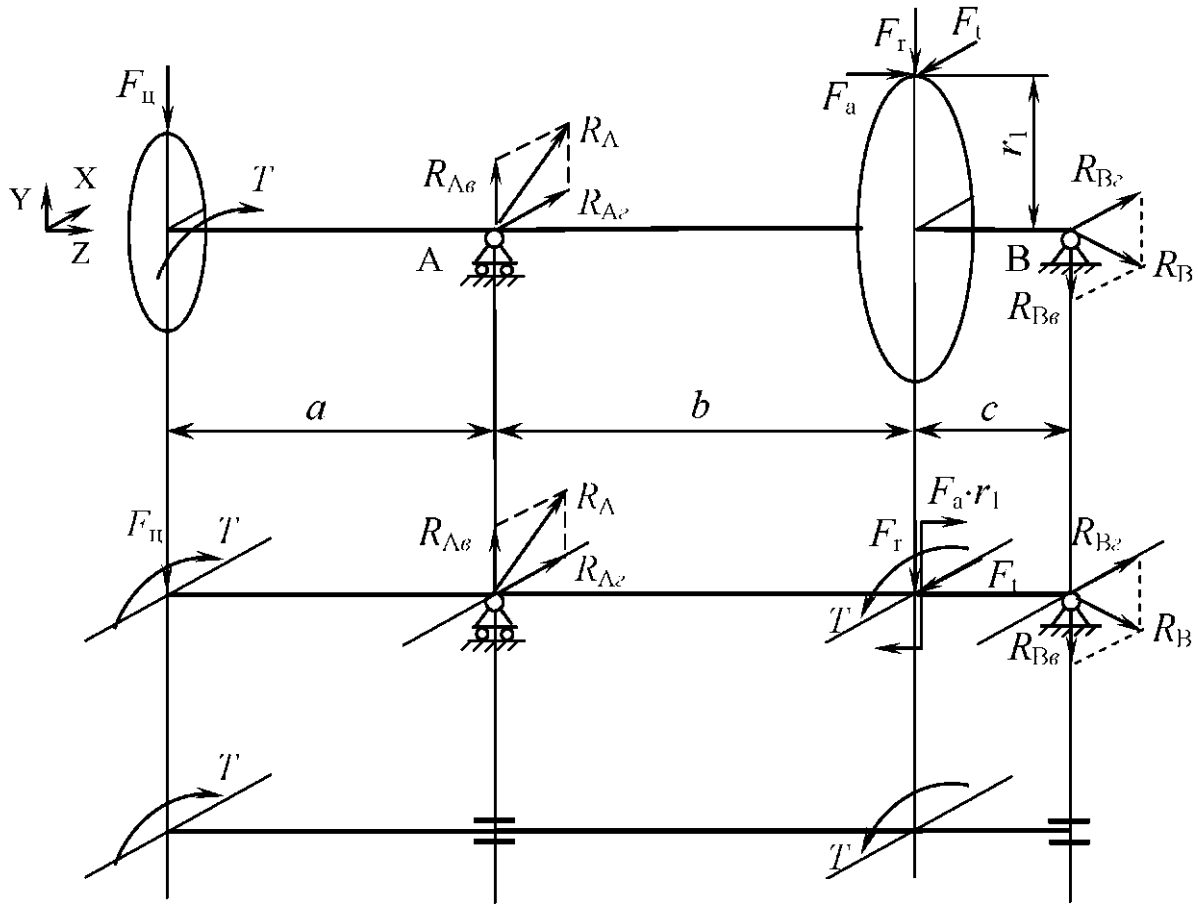


Рис.19 Эскиз вала

5.2 Определение опорных реакций

Усилия, изгибающие вал, раскладываем на горизонтальные и вертикальные составляющие с вычерчиванием расчетных схем для каждой плоскости (влияние сжимающих и растягивающих сил обычно невелико, и поэтому они не учитываются). На рис.20 показаны расчетные схемы вала.



Определение опорных реакций в вертикальной плоскости (пл. YOZ)

$$\Sigma M_A = 0,\ F_ц \cdot a - F_r b - F_a \cdot r_1 - R_{Bв}(b+c) = 0;$$

$$R_{Bв} = \frac{F_ц \cdot a - F_r b - F_a \cdot r_1}{b+c} = \frac{1840 \cdot 95 - 490 \cdot 124 - 244 \cdot 78}{124+46} = 559\ H.$$

$$\Sigma M_B = 0, F_ц \cdot (a+b+c) + F_r \cdot c - F_a \cdot r_1 - R_{Aв} \cdot (b+c) = 0;$$

$$R_{Aв} = \frac{F_ц \cdot (a+b+c) + F_r \cdot c - F_a \cdot r_1}{b+c} =$$

$$= \frac{1840 \cdot (95+124+46) + 490 \cdot 46 - 244 \cdot 78}{124+46} = 2889\ H.$$

Проверка правильности определения реакций:

$\Sigma Y_i = 0,\ -F_ц + R_{Aв} - F_r - R_{Bв} = 0;$

$-1840 + 2889 - 490 - 559 = 0.$

Горизонтальная плоскость (пл. X0Z)

$\Sigma M_A = 0,\ F_t \cdot b - R_{Bг} \cdot (b + c) = 0;$

$$R_{Bг} = \frac{F_t \cdot b}{b + c} = \frac{1500 \cdot 124}{124 + 46} = 1094\ H.$$

$\Sigma M_A = 0;\ F_t \cdot c - R_{Aг} \cdot (b + c) = 0;$

$$R_{Aг} = \frac{F_t \cdot c}{b + c} = \frac{1500 \cdot 46}{124 + 46} = 406\ H.$$

Проверка правильности определения реакций:

$\Sigma X_i = 0,\ R_{Aг} - F_t + R_{Bг} = 0;$

$406 - 1500 + 1094 = 0.$

Суммарные опорные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{Aв}^2 + R_{Aг}^2} = \sqrt{2889^2 + 406^2} = 2917\ H;$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bв}^2 + R_{Bг}^2} = \sqrt{559^2 + 1094^2} = 1229\ H.$$

5.3 Подбор подшипников по динамической грузоподъемности

Исходные данные для расчета:

Максимальные длительно действующие силы: F_{r1max}=2917 *Н*, F_{r2max}=1229 *Н*, F_{Amax}=244 *Н*.

Частота вращения вала – n=360 *мин*$^{-1}$.

Диаметр посадочной поверхности вала – d=40 *мм*.

Требуемая долговечность подшипников – $[L_h]$=10000 *ч*.

Режим нагружения – постоянный, коэффициент эквивалентности K_E=1.

Вращается внутреннее кольцо, коэффициент вращения V=1.

Находим эквивалентные нагрузки:

$$F_{r1} = K_E \cdot F_{r1max} = 1 \cdot 2917 = 2917\ H;$$

$F_{r2} = K_E \cdot F_{r2max} = 1 \cdot 1229 = 1229\ H$;
$F_A = K_E \cdot F_{Amax} = 1 \cdot 244 = 244\ H$.

5.3.1 Предварительно принимаем конический роликовый подшипник легкой серии 7208 (табл.20):

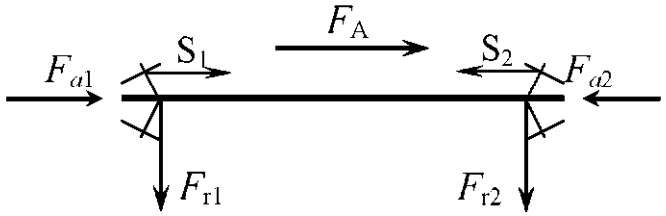
Обозначение	Размеры, *мм*			Грузоподъемность, *кН*		Факторы нагрузки	
	d	*D*	$T_{наиб}$	C_0	C_{0r}	*e*	*Y*
7208	40	80	20,0	42,4	32,7	0,38	1,56

Схема установки подшипника – «враспор».

5.3.2 Осевые составляющие от радиальных нагрузок

$S_1 = 0{,}83eF_{r1} = 0{,}83 \cdot 0{,}38 \cdot 2917 = 920\ H$;
$S_2 = 0{,}83eF_{r2} = 0{,}83 \cdot 0{,}38 \cdot 1229 = 388\ H$.

Осевые силы, нагружающие подшипники.



Т.к. $S_1 > S_2$; $F_A > 0$, то табл.24 и рис.10
$F_{a1} = S_1 = 920\ H$; $F_{a2} = F_{a1} + F_A = 920 + 244 = 1164\ H$.

5.3.3 Отношения
$\frac{F_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{940}{1 \cdot 2917} = 0{,}32$, что меньше e=0,38, следовательно, подшипник осевую силу не воспринимает. Тогда для опоры 1 X=1 и Y=0.

$\frac{F_{a2}}{VF_{r2}} = \frac{1164}{1 \cdot 1229} = 0{,}95$, что больше e=0,38, следовательно, подшипник осевую силу воспринимает. Тогда для опоры 2 X=0,4 и Y=1,56.

5.3.4 Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка при K_1=1 и $K_б$=1,3 (табл.25, п.3):
для опоры 1
$P_{E1} = (VXF_{r1} + YF_{a1})K_б K_т = (1 \cdot 1 \cdot 2917 + 0 \cdot 940) \cdot 1{,}3 \cdot 1 = 3792\ H$.
для опоры 2
$P_{E2} = (VXF_{r2} + YF_{a2})K_б K_т = (1 \cdot 0{,}4 \cdot 1229 + 1{,}56 \cdot 1164) \cdot 1{,}3 \cdot 1 = 3000\ H$.
Подшипник опоры 1 более нагружен, чем подшипник опоры 2, поэтому дальнейший расчет производим для подшипника опоры 1.

5.3.5 Требуемая динамическая грузоподъемность
$C_{тр} = P_E \sqrt[p]{\frac{L_{10h} n 60}{10^6}} = 3792 \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{10000 \cdot 360 \cdot 60}{10^6}} = 22752\ H$.
Т.к. $C_{тр} \le C_{0т}$, то предварительно выбранный подшипник подходит.

5.4 Уточненный расчет вала

5.4.1 Материал вала. Принимаем для изготовления вала сталь 45 (улучшенную). По табл.1 определяем характеристики, предполагая, что диаметр заготовки до 60 *мм*: НВ=250, $\sigma_в$=785 *МПа*, $\sigma_т$=540 *МПа*, τ_{-1}=324 *МПа*, σ_{-1}=383 *МПа*, τ_{-1}=226 *МПа*, ψ_σ=0,1, ψ_τ=0.

5.4.2 Определяем изгибающие и крутящие моменты.

Строим эпюры изгибающих моментов по характерным точкам.

Вертикальная плоскость (рис.21,а).
M_1=0;
$M_{2,3} = -F_ц \cdot a = -1840 \cdot 95 = -174800$ *Нмм*;
$M_4 = -F_ц \cdot (a+b) + R_{Aв} \cdot b = -1840 \cdot (95+124) + 2889 \cdot 124 = -44724$ *Нмм*;
$M_5 = -F_ц \cdot (a+b) + R_{Aв} \cdot b + F_a \cdot r_1 = -1840 \cdot (95+124) + 2889 \cdot 124 + 244 \cdot 78 =$
$= -25692$ *Нмм*;
$M_6 = -F_ц \cdot (a+b+c) + R_{Aв} \cdot (b+c) + F_a \cdot r_1 - F_г \cdot c = -1840 \cdot (95+124+46) +$
$+ 2889 \cdot (124+46) + 244 \cdot 78 - 490 \cdot 46 = 0$.

Горизонтальная плоскость (рис.21,б).

$M_{1,2,3}$=0;

$M_{4,5}$= R_{Az}·b= 406·124= 50344 *Нмм*;

M_6= R_{Az}·(b+c) –F_t·c= 406·(124+46) –1500·46 = 0.

На рис.21,в показана эпюра крутящих моментов.

5.4.3 Суммарные изгибающие моменты в опасных сечениях (точки «А» и «С»).

$$M_A = \sqrt{M_{xA}^2 + M_{yA}^2} = \sqrt{(-174800)^2} = 174800 \ Н\,мм;$$

$$M_C = \sqrt{M_{xC}^2 + M_{yC}^2} = \sqrt{(-44724)^2 + 50344^2} = 67340 \ Н\,мм.$$

5.4.4 Коэффициенты запаса прочности в опасных сечениях.

В сечении «*А-А*» действует наибольший изгибающий момент. Диаметр вала в сечении «*А-А*» d=40 *мм*. В сечении «*С-С*» диаметр вала d=45 *мм* и изгибающий момент меньше, чем в сечении «*А-А*». Поэтому, расчет коэффициентов запаса прочности проводим для предполагаемого опасного сечения «*А-А*».

Сечение «*А-А*».

Момент сопротивления вала (табл.5)

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3{,}14 \cdot 40^3}{32} = 6280 \, мм^3.$$

Амплитуда номинальных напряжений изгиба в сечении «А» при симметричном цикле изменения напряжений изгиба

$$\sigma_a = \frac{M_A}{W} = \frac{174800}{6280} = 28 \ МПа.$$

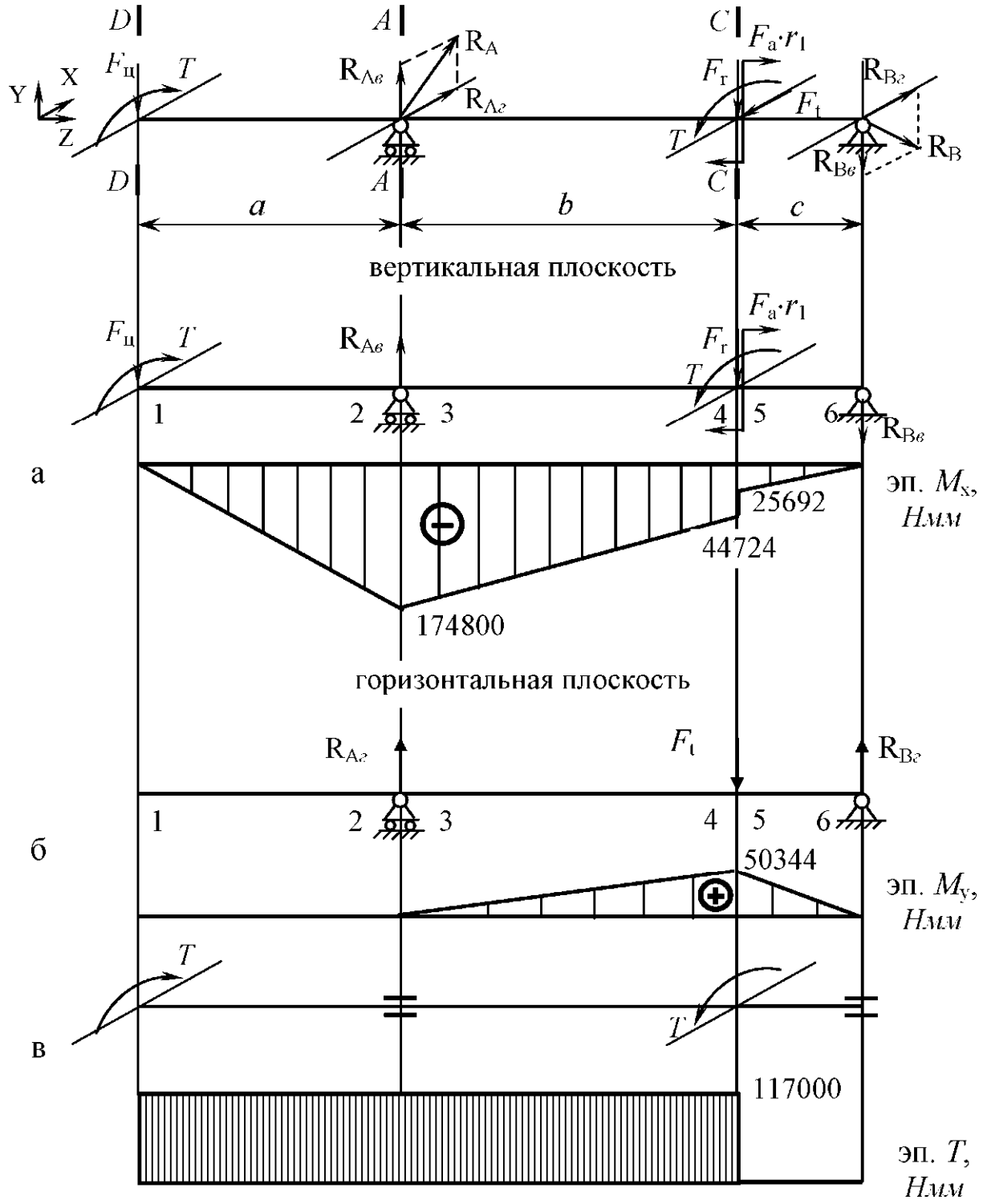


Рис.21 Эпюры изгибающих и крутящего моментов

Коэффициент запаса прочности в сечении «А» при изгибе

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta\varepsilon_\sigma}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{383}{\frac{2{,}96}{0{,}95}\cdot 28 + 0{,}1\cdot 0} = 4,$$

где $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ = 2,96 – напрессовка подшипника на вал по посадке *k*6 (табл.14); β=0,95 – коэффициент, учитывающий упрочнение поверхности (шлифование, табл.7); σ_m=0 – средние напряжения циклов нормальных напряжений (при симметричном цикле изменения напряжений изгиба).

Коэффициент запаса прочности в сечении «А» при кручении. Полярный момент сопротивления сечения (табл.5)

$$W = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3{,}14\cdot 40^3}{16} = 12560\,мм^3.$$

При нереверсивном вращении вала напряжения кручения изменяются по пульсирующему (отнулевому) циклу, тогда

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_p} = \frac{117000}{2\cdot 12560} = 5\ МПа.$$

Коэффициент запаса прочности при кручении

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta\varepsilon_\tau}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{226}{\frac{2{,}26}{0{,}95}\cdot 5 + 0\cdot 5} = 19,$$

где K_τ/ε_τ=2,26 – напрессовка подшипника на вал по посадке *k*6 (табл.15); β=0,95 – коэффициент, учитывающий упрочнение поверхности (шлифование, табл.7).

Общий коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{4\cdot 19}{\sqrt{4^2 + 19^2}} = 3{,}9.$$

Т.к. n≥[*n*]=2,5, то условие прочности выполняется.

Сечение «*D*-*D*». Это сечение при передаче вращающего момента в цепной передаче рассчитываем на кручение. Концентрацию напряжений вызывает наличие шпоночной канавки. Диаметр вала *d*=33,1 *мм*; *b*=6 *мм*, t_1=3 *мм* (табл.2).

Полярный момент сопротивления сечения (табл.5)

$$W \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)}{2d} = \frac{3{,}14\cdot 33{,}1^3}{16} - \frac{6\cdot 3\cdot(33{,}1-3)}{2\cdot 33{,}1} = 7109\,мм^3.$$

Амплитуда и среднее напряжений отнулевого цикла

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{T}{2W_p} = \frac{117000}{2 \cdot 7109} = 8 \ МПа.$$

Коэффициент запаса прочности при кручении

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta\varepsilon_\tau}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{226}{\frac{1{,}87}{0{,}95 \cdot 0{,}76} \cdot 8 + 0 \cdot 8} = 10{,}9,$$

где K_τ=1,87 (табл.12), ε_τ=0,76 (табл.6); β=0,95 – шлифование, (табл.7).

Т.к. n≥[*n*]=2,5, то условие прочности выполняется.

5.5 Разработка рабочего чертежа вала

Для выполнения чертежа вала необходимо определить длины ступеней вала, на которые будут насаживаться детали. На рис.22 показаны последовательность определения длин ступеней.

Конический конец вала l_1=58 *мм*, l_2=80 *мм* (табл.2);

длина ступени под установку колеса $l_{ст}$=1,5d_4=1,5·45=67,5 *мм*, по ГОСТ 6636-69 $l_{ст}$=67 *мм*;

длина шпонки $l_{шп1}$=$l_{ст}$ – (3…5)=67 – (3…5)=62…64 *мм*, по табл.4 принимаем $l_{шп1}$=63 *мм*;

длина шпонки $l_{шп2}$=l_1 – (5…10)=58 – (3…5)=53…55 *мм*, по табл.4 принимаем $l_{шп1}$=50 *мм*;

расстояние между точкой приложения радиальной реакции и торцом подшипника (вала)

$$a_1 = 0{,}5\left[T + \frac{d+D}{3}e\right] = 0{,}5\left[20 + \frac{40+80}{3} \cdot 0{,}38\right] = 17{,}6 \ мм;$$

длина участка вала $l_3 \approx 0{,}15d_1$=0,15·36=5,4 *мм*, по ГОСТ 6636-69 принимаем l_3=5 *мм*;

ширина внутреннего кольца подшипника b_1=18 *мм*;

длина участка вала l_4= a – l_1/2 – l_3 – a_1 + b_1= 95 – 29 –5 –17,6 + 18 = 61,4, по ГОСТ 6636-69 принимаем l_4=62 *мм*;

длина участка вала l_5= $l_{ст}$/2 + b + a_1 – b_1– $l_{ст}$= 33,5 + 124 + 17,6 – – 18 – 67= 90,1 мм;

габаритный размер вала L= a_1 + c + b + a – l_1/2 + l_2= =17,6 + 46 + 124 + 95 – 29 +80 = 333,6 мм, конструктивно принимаем L=335 мм. Тогда длина участка вала $l_Δ$=L – $l_{ст}$ –l_5 – l_4 – l_3 – l_2 = 335 – – 67 – 90 – 62 – 5 – 80 = 31 *мм*.

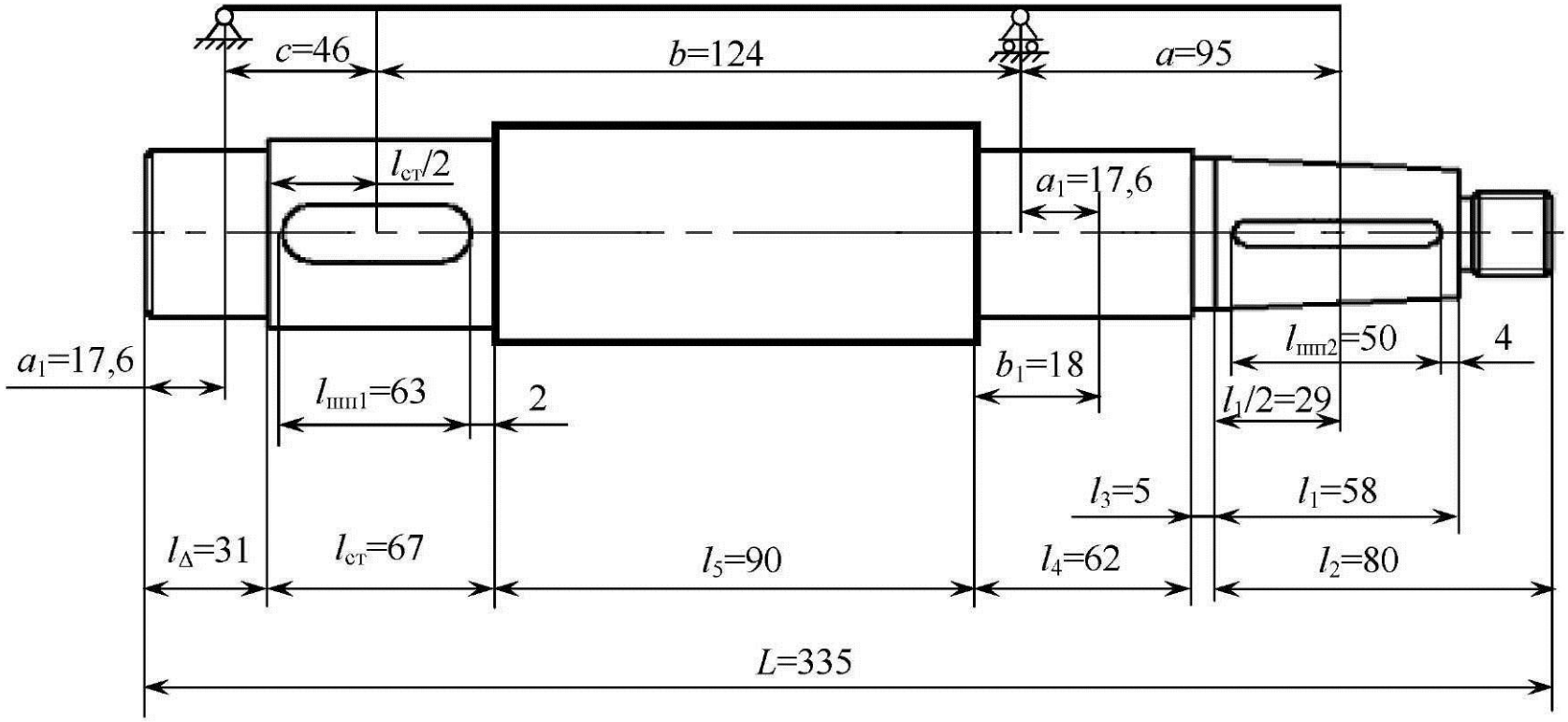


Рис.22 Последовательность определения длин участков вала

5.6 Расчет допусков формы и расположения поверхностей вала

Определяем допуски формы и расположения поверхностей вала

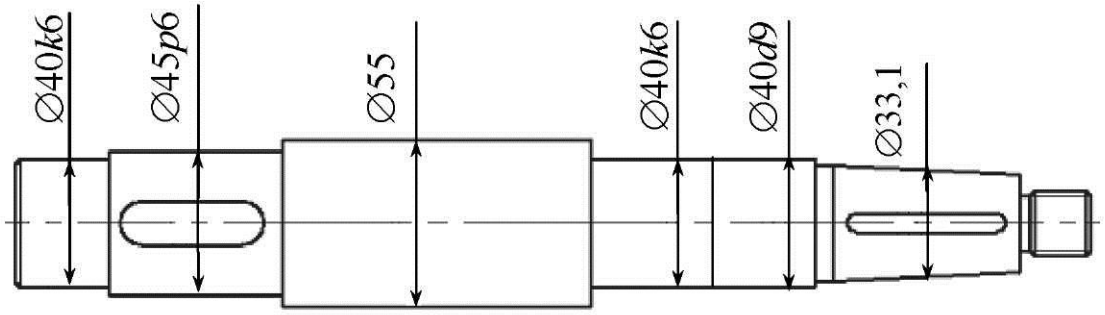


Рис.23 Эскиз вала

(рис.23).

Допуск цилиндричности (поз.1, 2, 3 – табл.30) поверхностей ∅40*k*6 и ∅45*p*6. Допуск *t*=16 *мкм* (табл.31). Допуск цилиндричности $T=0,3t=0,3\cdot16=4,8$ мкм. Принимаем Т=0,005 мм.

Допуск соосности (поз.4 – табл.30) для конического подшипника $d_п$=40 мм (III группа, степень точности 5) *T*=12 *мкм*.

Допуск соосности (поз.5 – табл.30) для *d*=45 *мм*, для кинематической точности 8 зубчатого колеса, делительный диаметр которого равен $2r_1=2\cdot78=156$ *мм*. По табл.33 степень точности допуска – 7. По табл.32 *T*=30 *мкм*.

Частота вращения вала $n\leq1000$ *мин*$^{-1}$ и допуски по поз.6 и 9 не назначаем.

Допуск перпендикулярности (поз.7 – табл.30) на диаметре *d*=55 *мм* для подшипников III группы. По табл.34. для степени точности 6 Т=10 *мкм*.

Допуск перпендикулярности (поз.8 – табл.30) на диаметре *d*=55 *мм* не назначаем, т.к. отношение $l/d>0,8$.

Допуски параллельности и симметричности шпоночного паза (поз.11 – табл.30):

диаметр вала ∅45 сечение шпонки $b\times h=14\times9$ $t_{шп}$=43 *мкм* (табл.31);

допуск параллельности $T=0,6t_{шп}=0,6\cdot43=25,8$ *мкм*, принимаем *T*=0,025 мм;

допуск симметричности $T=4t_{шп}=4\cdot43=172$, принимаем *T*=0,16 мм;

диаметр вала ∅36 сечение шпонки $b \times h$=6×6 $t_{шп}$=30 *мкм* (табл.31);

допуск параллельности T=0,6$t_{шп}$=0,6·30=18 *мкм*, принимаем T=0,02 мм;

допуск симметричности T=4$t_{шп}$=4·30=120 мкм, принимаем T=0,12 мм.

На рис.24 показан чертеж вала.

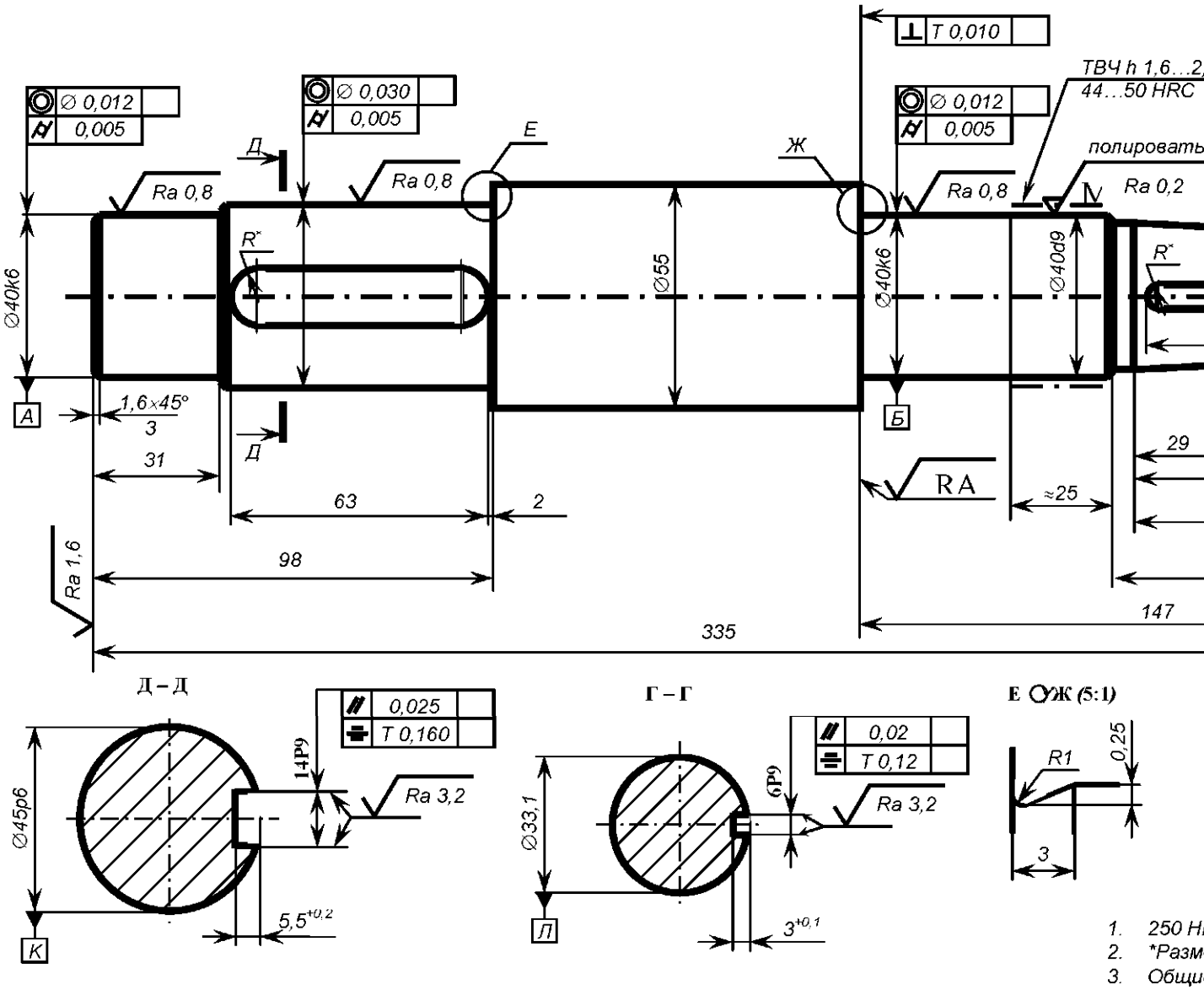


Рис.24 Чертеж вала

ЛИТЕРАТУРА

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие. – М.: Высш. шк., 2001. – 447 с.
2. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование: Учеб. пособие. – Мн.: УП “Технопринт”, 2001. – 290 с.
3. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 416с.
4. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – Калининград: Янтар. сказ., 2002. – 454 с.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. – 8 изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001.

Содержание

Введение 3
1. Конструирование валов и осей и порядок их расчета 4
1.1 Общие сведения о валах и осях 4
1.2 Материалы валов и осей 6
1.3 Расчет валов 8
1.3.1 Проектный расчет валов 8
1.3.2 Нагрузки валов 16
1.3.3 Проверочный расчет валов и осей на усталостную прочность 18
2. Проектирование опор валов на подшипниках качения 27
2.1 Общие сведения о подшипниках качения 27
2.2 Характеристика основных типов подшипников качения 28
2.3 Схемы установки подшипников 29
2.4 Посадки подшипников качения 36
2.5 Подбор подшипников качения 37
2.5.1 Определение сил, нагружающих подшипники 38
2.5.2 Подбор подшипников по динамической грузоподъемности 41
3. Выполнение чертежа 46
3.1 Требования к рабочим чертежам 46
3.2 Рабочий чертеж вала 50
4. Порядок выполнения контрольной работы 58
5. Пример выполнения контрольной работы 62
5.1 Проектный расчет вала 63
5.2 Определение опорных реакций 64
5.3 Подбор подшипников по динамической грузоподъемности 65
5.4 Уточненный расчет вала 67
5.5 Разработка рабочего чертежа вала 71
5.6 Расчет допусков формы и расположения поверхностей вала 76
Литература 76