

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВАЛОВ И ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ. ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ ВАЛОВ И ПОДШИПНИКОВ

Цель работы: изучение конструкции валов и подшипников качения; методики проведения проектного и проверочного расчета валов; методики выбора подшипников и проведения проверочного расчета.

Приборы и инструменты: штангенциркуль.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомится с теоретическим материалом по конвейерам [2] с. 261–276, 294–309.

Общие сведения

Вал предназначен для поддержания размещенных на нем зубчатых колес, шкивов, звездочек и других деталей машин, а также для передачи крутящего момента. Некоторые валы (гибкие, карданные, торсионные) не поддерживают вращающиеся детали.

Существуют следующие виды валов:

- прямые (рис. 3.1, *а*, *г*);
- коленчатые (рис. 3.1, *б*);
- гибкие (рис. 3.1, *в*).

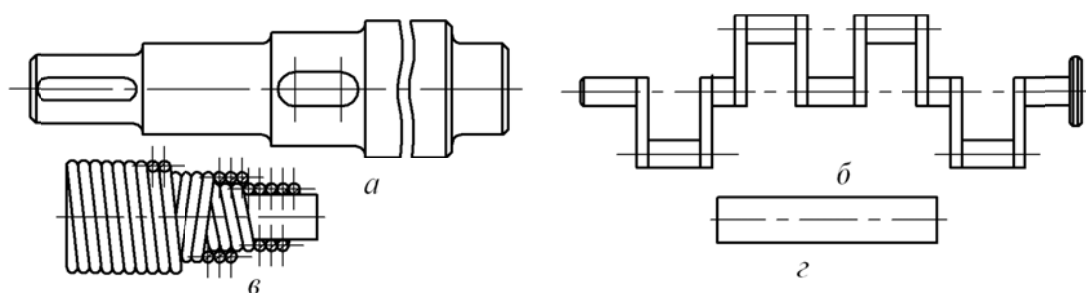


Рис. 3.1. Виды валов:

а – гладкий вал; *б* – коленчатый вал; *в* – гибкий вал; *г* – прямой вал

Коленчатые валы (рис. 3.1, *б*) преобразуют поступательное движение во вращательное и наоборот. Гибкие валы (рис. 3.1, *в*) представляют собой витые из проволок пружины кручения, предназначен-

ные для передачи крутящего момента между узлами машин, которые изменяют свое положение в процессе работы, например, в бормашине.

Коленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям и в курсе «Прикладная механика» не изучаются.

По форме продольного сечения прямые валы могут быть гладкими (рис. 3.1, *з*) или ступенчатыми (рис. 3.1, *а*). К числу достоинств гладких валов относится простота конструкции и отсутствие концентраторов напряжений. Недостатком таких валов является сложность точного осевого позиционирования насаживаемых на них деталей. Этому недостатка лишены валы ступенчатой формы, которые, кроме того, позволяют экономить материал и обеспечивают удобство сборки. Каждая насаживаемая на вал неразъемная деталь проходит до своей посадочной поверхности без натяга, что позволяет избегать повреждения поверхностей и ослабления посадок.

Валы могут быть сплошного (рис. 3.2, *а-г*) и полого (рис. 3.2, *д-з*) сечения. Валы полого сечения имеют меньшую массу (при отношении диаметра отверстия к наружному диаметру, равному 0,75, масса полого вала в 2 раза меньше, чем сплошного). Они также позволяют размещать внутри полости другие детали, например подшипник.

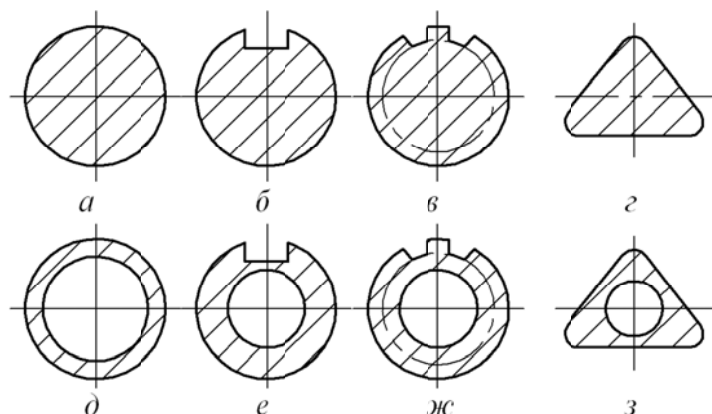


Рис. 3.2 Формы поперечного сечения вала:

а – цилиндрическое сплошное; *б* – цилиндрическое сплошное со шпоночным пазом; *в* – цилиндрическое сплошное со шлицами; *г* – профильное сплошное; *д* – цилиндрическое кольцевое; *е* – цилиндрическое сплошное со шпоночным пазом; *ж* – цилиндрическое кольцевое со шлицами; *з* – профильное кольцевое

Полые валы более дорогие, чем валы со сплошным сечением. Иногда для уменьшения стоимости производства их изготавливают из ленты, намотанной по винтовой линии. Эти валы дорогие, но их масса до 60% меньше, чем у валов сплошного сечения.

Отдельные участки валов могут иметь различную форму поперечного сечения: круглую (рис. 3.2, а, д), со шпоночной канавкой (рис. 3.2, б, е), шлицами (рис. 3.2, в, ж), профильную (рис. 3.2, з, з).

Описание конструкции вала с насаженными деталями

На рис. 3.3 показан наиболее часто применяемый ведомый ступенчатый вал 1 редуктора, на который установлены следующие детали: звездочка цепной передачи 2, уплотнение 3, крышка подшипника сквозная 4 и глухая 5, подшипники 6, корпус 7, мазеудерживающие кольца 8, косозубое зубчатое колесо 9, шпонка 10, гайка 11, упорная шайба 12.

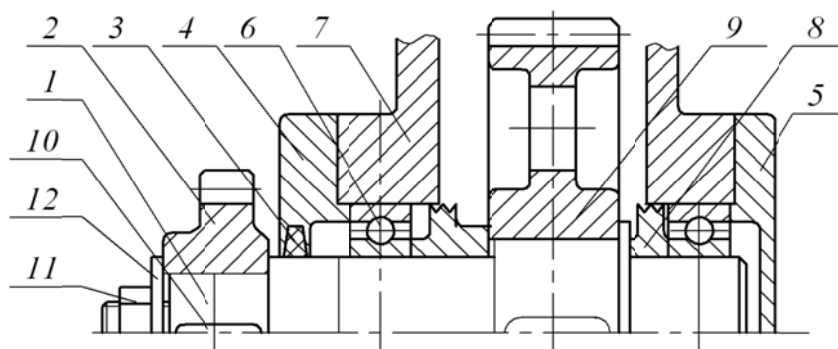


Рис. 3.3. Вал с насаженными деталями:

1 – вал; 2 – звездочка; 3 – уплотнение; 4 – крышка подшипника сквозная;
5 – крышка подшипника глухая; 6 – подшипник; 7 – корпус; 8 – кольцо мазеудерживающее; 9 – колесо зубчатое; 10 – шпонка призматическая; 11 – гайка;
12 – шайба стопорная

При работе вал испытывает напряжения изгиба и кручения. Если на детали, насаженные на вал, дополнительно действуют осевые нагрузки, вал дополнительно работает на растяжение или сжатие. На различных участках вала имеются концентраторы напряжений. В качестве концентраторов напряжений могут быть:

- 1) место посадки подшипника на вал с натягом;
- 2) ступенчатый переход галтелью r между соседними участками вала с разными диаметрами;
- 3) посадка колеса с натягом и шпоночный паз;
- 4) для вала червяка, если диаметр впадин меньше диаметра вала, то концентратором напряжений является резьба, в противном случае ступенчатый переход галтелью r между диаметрами;

5) для вала-шестерни цилиндрической. Если диаметр впадин меньше диаметра вала, то концентратором напряжения являются шлицы, в противном случае ступенчатый переход галтелью r между диаметрами.

Валы изготавливают из углеродистых и легированных конструкционных сталей. Если валы не подвергаются термообработке используют углеродистые стали Ст3, Ст4, Ст5, 25, 30, 35, 40 и 45. В случае если проводится улучшение, применяют среднеуглеродистые (35, 40) или легированные стали (40Х, 40НХ). При цементации и закалке используют углеродистые (20) и легированные стали (20Х, 12ХНЗА).

Для валов выполняют проектный и проверочный расчеты. Проектный расчет выполняют по напряжениям кручения, потому что неизвестно расстояние между точками приложения сил, следовательно, неизвестно значение изгибающего момента действующего на вал. Чтобы учесть напряжения изгиба, допускаемые напряжения кручения уменьшают в несколько раз и расчет ведут по допускаемым пониженным напряжениям кручения:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 16T}{\pi[\tau_{кр}]}} \quad (3.1)$$

где T – крутящий момент на валу, Н·м; $[\tau_{кр}]$ – допускаемое пониженное напряжение кручения, МПа.

Проверочный расчет вала на прочность проводится при совместном действии изгиба и кручения путём определения коэффициента запаса прочности S в опасном сечении и сравнении его с допускаемым $[S]$. При этом должно выполняться условие: $S \geq [S]$.

Подшипники являются опорами валов и вращающихся осей. Они воспринимают нагрузки, приложенные к валу или оси, и передают их на корпус машины. Качество подшипников в значительной степени определяет надежность и долговечность машины.

Подшипник качения представляет собой готовый узел, состоящий из наружного и внутреннего колец, тел качения и сепаратора. Основными элементами являются тела качения – шарики или ролики, установленные между кольцами и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга сепаратором (рис. 3.4). В процессе работы тела качения катятся по дорожкам качения колец, одно из которых в большинстве случаев неподвижно.

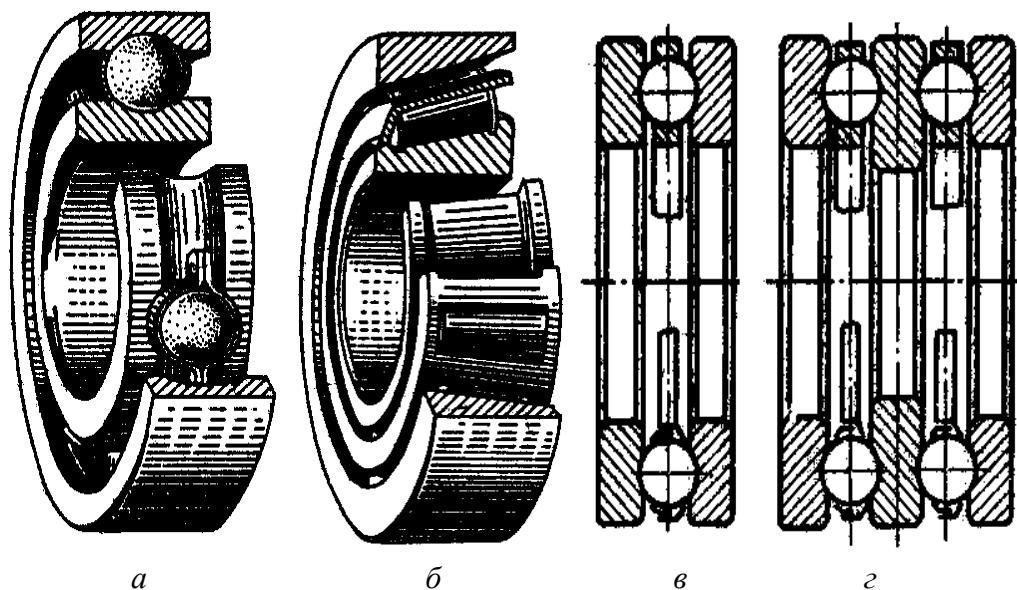


Рис. 3.4. Подшипник качения:

a – шариковый радиальный; *б* – роликовый конический; *в* – шариковый упорный однорядный; *г* – шариковый упорный двухрядный

Распределение нагрузки между несущими телами качения неравномерно и зависит от величины радиального зазора в подшипнике и от точности геометрической формы его деталей. В отдельных случаях для уменьшения радиальных размеров подшипника кольца отсутствуют и тела качения катятся непосредственно по цапфе вала и корпусу.

Подшипники качения обладают следующими достоинствами:

- сравнительно малая стоимость вследствие массового производства подшипников;
- небольшие потери на трение и незначительный нагрев;
- высокая степень взаимозаменяемости;
- малый расход смазки;
- не требуют особого внимания и ухода.

Наряду с достоинствами им присущ ряд недостатков:

- высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам;
- малонадежны в высокоскоростных приводах;
- имеют сравнительно большие радиальные размеры;
- шум при больших скоростях.

В зависимости от формы тел качения: различают шариковые

(рис. 3.5, *a*) и роликовые подшипники, которые могут быть цилиндрическими (рис. 3.5, *б*), коническими (рис. 3.5, *в*), бочкообразными (рис. 3.5, *г*), игольчатыми (рис. 3.5, *д*) и витыми (рис. 3.5, *е*).

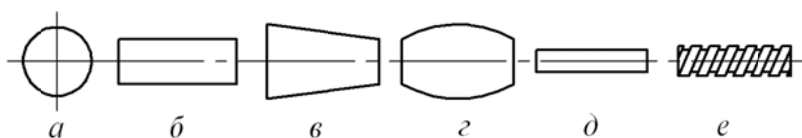


Рис. 3.5. Форма тел качения:

a – шарик; *б* – ролик цилиндрический; *в* – ролик конический; *г* – ролик бочкообразный; *д* – ролик игольчатый; *е* – ролик витой

По числу рядов тел качения выделяют однорядные (рис. 3.4, *a*, *б*, *в*) и многорядные (рис. 3.4, *г*) подшипники.

По способности самоустанавливаться различают несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся подшипники.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипники бывают радиальные (рис. 3.4, *a*) – воспринимают радиальные нагрузки, перпендикулярные к оси цапфы; упорные (рис. 3.4, *в*, *г*) – воспринимают осевые нагрузки; радиально-упорные (рис. 3.4, *б*) – воспринимают радиальные и осевые нагрузки.

Исходя из размера диаметра наружного кольца подшипники делятся на серии (сверхлегкие; особо легкие; легкие; средние; тяжелые).

В зависимости от ширины подшипника серии подразделяются на особо узкие, узкие, нормальные, широкие, особо широкие.

Выбор типа подшипников качения зависит от отношения осевой силы к радиальной действующей на вал. Выбранные подшипники подвергаются проверочному расчету. Существует два вида проверочных расчетов подшипников качения:

1. по статической грузоподъемности для предотвращения пластических деформаций тел и дорожек качения. Расчет выполняют при частоте вращения $n < 1 \text{ мин}^{-1}$;

2. по динамической грузоподъемности для предотвращения усталостного контактного выкрашивания тел и дорожек качения. Расчет выполняется при $n \geq 1 \text{ мин}^{-1}$.

Порядок выполнения работы

1. По согласованию с преподавателем выбрать вал.

2. Нарисовать расчетную схему вала с приложенными к нему внешними силами (рис. 3.6, а). Вал можно представить как балку, лежащую на опорах (подшипниках), к которой прикладываются сосредоточенные силы (от зубчатых колес, шкивов, звездочек и т. д.). Силы, действующие на вал, прикладываются под серединами ступиц зубчатых колес, шкивов, звездочек, полумуфт и т. п. Точки приложения сил подшипников зависят от типа подшипника: для радиальных шариковых и роликовых – по середине ширины наружного кольца; для радиально-упорных смещаются на расстояние a определяемое по формуле

– для шариковых радиально-упорных подшипников

$$a = 0,5[B + 0,5(d + D)\operatorname{tg}(\alpha)]; \quad (3.2)$$

– для роликовых радиально-упорных подшипников

$$a = \frac{T}{2} + \left[\frac{(d + D)}{6} \right] e, \quad (3.3)$$

где B – ширина колец подшипников, мм; d – диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника, мм; D – наружный диаметр наружного кольца подшипника, мм; T – монтажная ширина роликовых радиально-упорных подшипников, мм; α – угол контакта; e – параметр осевого нагружения.

3. Измерить расстояние между внутренними поверхностями подшипников.

4. Измерить длину посадочных поверхностей валов.

5. Определить точки приложения сил и опор с учетом типа подшипников и расстояния между этими точками (размеры l_1, l_2, l_3).

6. По согласованию с преподавателем выбрать материал вала.

7. Определить реакции в опорах подшипников. Для этого составить уравнение моментов от окружной силы F_t , силы F_{BY} относительно опоры A в вертикальной плоскости и выразить реакцию опоры:

$$\begin{aligned} \sum M_{AY} &= 0, \\ -F_{BY}l_1 - F_t l_2 + R_{BY}(l_2 + l_3) &= 0, \\ R_{BY} &= \frac{F_{BY}l_1 + F_t l_2}{l_2 + l_3}. \end{aligned} \quad (3.4)$$

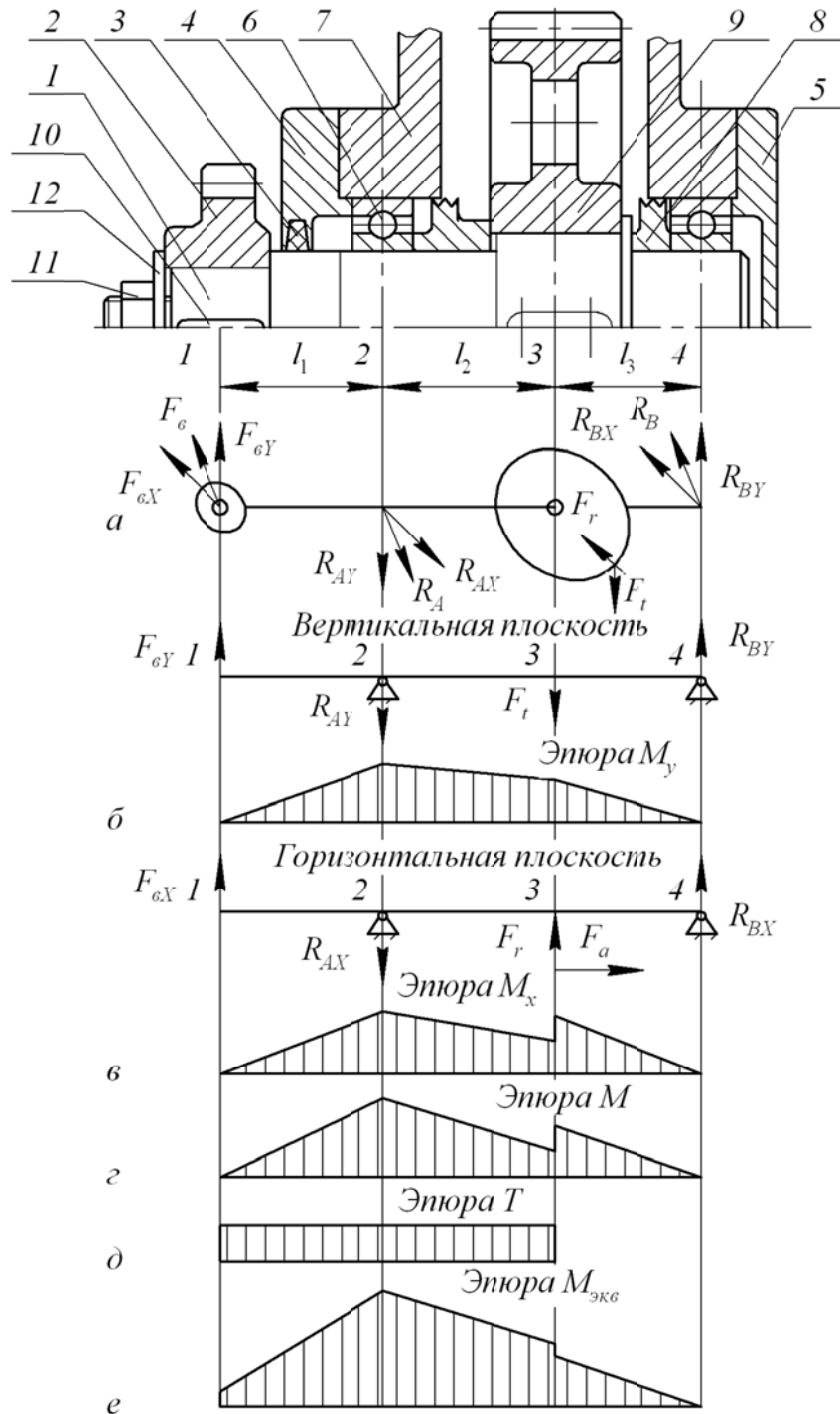


Рис. 3.6. Расчетная схема вала

a – схема нагружения; *б* – эпюра изгибающих моментов в вертикальной плоскости; *в* – эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости; *г* – суммарная эпюра изгибающих моментов; *д* – эпюра крутящих моментов; *е* – эпюра эквивалентных моментов

То же самое проделать для относительно опоры B :

$$\begin{aligned} \sum M_{BY} &= 0, \\ -F_{BY}(l_1 + l_2 + l_3) + R_{AY}(l_2 + l_3) + F_t l_3 &= 0, \\ R_{AY} &= \frac{F_{BY}(l_1 + l_2 + l_3) - F_t l_3}{l_2 + l_3}. \end{aligned} \quad (3.5)$$

Затем повторить описанные выше действия в горизонтальной плоскости для радиальной F_r , осевой F_a сил и силы цепной передачи F_{BX} :

– относительно опоры A :

$$\begin{aligned} \sum M_{AX} &= 0, \\ -F_{BX}l_1 + F_r l_2 + F_a \frac{d_w}{2} + R_{BX}(l_2 + l_3) &= 0, \\ R_{BX} &= \frac{F_{BX}l_1 - F_r l_2 - F_a \frac{d_w}{2}}{l_2 + l_3}; \end{aligned} \quad (3.6)$$

– относительно опоры B

$$\begin{aligned} \sum M_{BX} &= 0, \\ -F_{BX}(l_1 + l_2 + l_3) + R_{AX}(l_2 + l_3) - F_r l_3 + F_a \frac{d_w}{2} &= 0, \\ R_{AX} &= \frac{F_{BX}(l_1 + l_2 + l_3) + F_r l_3 - F_a \frac{d_w}{2}}{l_2 + l_3}. \end{aligned} \quad (3.7)$$

8. Рассчитать величину изгибающих моментов в характерных точках.

В вертикальной плоскости

$$\begin{aligned} \text{в точке 1} \quad M_1 &= 0 \\ \text{в точке 2} \quad M_2 &= F_{BY}l_1 \\ \text{в точке 3} \quad M_3 &= F_{BY}(l_1 + l_2) - R_{AY}l_2 \\ &M_3' = R_{BY}l_3 \\ \text{в точке 4} \quad M_4 &= 0 \end{aligned}$$

Построить эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости в масштабе (рис. 3.6, в).

В горизонтальной плоскости

$$\begin{aligned}
\text{в точке 1} & M_1 = 0 \\
\text{в точке 2} & M_2 = F_{BX}l_1, \\
\text{в точке 3} & M_3 = F_{BX}(l_1 + l_2) - R_{AX}l_2 \\
& M_3' = R_{BX}l_3 \\
\text{в точке 4} & M_4 = 0
\end{aligned}$$

Построить эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости в масштабе (рис. 3.6, з).

9. Вычислить величину суммарных изгибающих моментов в характерных точках по формуле

$$M_i = \sqrt{M_{Xi}^2 + M_{Yi}^2}. \quad (3.8)$$

Построить эпюру суммарных изгибающих моментов в характерных точках в масштабе (рис. 3.6, д).

10. Выбрать опасное сечение на валу. В качестве опасного сечения выбирается сечение, в котором действуют изгибающий и крутящий момент, при этом сечение вала минимально или/и имеется концентратор напряжения, например, в месте посадки колеса или подшипника на вал.

Определить источники концентрации напряжений в опасных сечениях.

При наличии в расчетном сечении двух источников концентрации напряжений учитывают только наиболее опасный из них: с наибольшим отношением K_σ/K_d или K_τ/K_d .

11. Из табл. 3.1 выписать значения пределов выносливости при кручении σ_{-1} и изгибе τ_{-1} для материала вала при симметричном цикле, коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений (ψ_σ и ψ_τ).

Таблица 3.1

Механические характеристики основных материалов валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм (не более)	Твердость НВ (не менее)	σ_B	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	Коэффициенты	
			МПа				ψ_σ	ψ_τ
45	Не ограничен	200	560	280	250	150	0	0
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05
40X	Не ограничен	200	730	500	320	200	0,1	0,05
	120	270	900	750	410	240	0,1	0,05
40XH	Не ограничен	240	—	—	—	—	0,1	0,05
	200	270	920	750	420	250	0,1	0,05

35ХМ	200	–	920	790	430	260	0,1	0,05
------	-----	---	-----	-----	-----	-----	-----	------

12. Для каждого концентратора напряжений в опасном сечении определить отношения $\frac{K_{\sigma D}}{K_d}$ и $\frac{K_{\tau D}}{K_d}$.

– Если концентратором напряжения является шпоночный паз, шлицы, резьба или галтель значение коэффициента концентрации напряжений по изгибу определяется по формуле

$$\begin{aligned} K_{\sigma D} &= K_{\sigma} + K_F - 1, \\ K_{\tau D} &= K_{\tau} + K_F - 1, \end{aligned} \quad (3.9)$$

где K_{σ} , K_{τ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений определяемый по табл. 3.2–3.4 в зависимости от вида концентратора напряжений; K_F – коэффициент влияния шероховатости поверхности (табл. 3.3);

K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения определяемый по табл. 3.6.

– Если концентратором напряжений является деталь, насаженная на вал с гарантированным натягом (посадки $\frac{H7}{p6}$, $\frac{H7}{r6}$, $\frac{H7}{s6}$), зна-

чение $\frac{K_{\sigma D}}{K_d}$ выбирают по табл. 3.7.

Для дальнейших расчетов принимается концентратор у которого отношение $\frac{K_{\sigma D}}{K_d}$ максимально.

Таблица 3.2

Значения коэффициентов K_{σ} и K_{τ} для валов в месте шпоночного паза

σ_B , МПа	K_{σ} при выполнении паза фрезой		K_{τ}
	Концевой	дисковой	
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	2,40

Таблица 3.3

Значения коэффициентов K_{σ} и K_{τ} для шлицевых и резьбовых участков валов

σ_B , МПа	K_σ		K_τ для шлицев	
	для шлицев	для резьбы	прямоугольных	эвольвентных
500	1,45	1,80	2,25	1,45
700	1,60	2,20	2,45	1,50
900	1,70	2,45	2,65	1,55
1200	1,75	2,90	2,80	1,60

Таблица 3.4

Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов в месте перехода с гальтелью

$\frac{h}{r}$	$\frac{r}{d}$	K_σ при σ_B , МПа				K_τ при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
≤ 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	1,55	1,55
≤ 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	1,60	1,65	1,70
	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	2,45	2,65	2,10	2,15	2,25	2,40

Примечание. Радиус гальтели r принимают при $d \leq 30$ мм – $r = 1,6$ мм; $30 < d \leq 50$ мм – $r = 2,0$ мм; $50 < d \leq 80$ – $r = 2,5$ мм.

Таблица 3.5

Значение коэффициента K_F

Обозначение на чертежах	K_F при σ_B , МПа			
	500	700	900	1200
$\sqrt{Rz80}$; $\sqrt{Rz40}$; $\sqrt{Rz20}$	1,20	1,25	1,35	1,50
$\sqrt{Ra2,5}$; $\sqrt{Ra1,25}$; $\sqrt{Ra0,63}$	1,05	1,10	1,15	1,25

$\sqrt{Ra0,32}; \sqrt{Ra0,16}$	1,00	1,00	1,00	1,00
--------------------------------	------	------	------	------

Таблица 3.6

Значение коэффициента K_d

Напряженное состояние и материал	K_d при диаметре вала d , мм				
	30	40	50	70	≥ 100
Изгиб для углеродистых сталей	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированных сталей	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62
Кручение для всех сталей					

Таблица 3.7

Значения коэффициентов $K_{\sigma D} / K_d$ и $K_{\tau D} / K_d$ для валов в местах установки деталей с гарантированным натягом

Диаметр вала d , мм	$K_{\sigma D} / K_d$ при σ_B , МПа				$K_{\tau D} / K_d$ при σ_B , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,50	3,00	3,50	4,25	1,90	2,20	2,50	3,00
50	3,05	3,65	4,30	5,20	2,25	2,60	3,10	3,60
≥ 100	3,30	3,95	4,60	5,60	2,40	2,80	3,20	3,80

13. Вычислить значения амплитудных напряжений по следующим формулам:


$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W}, \quad (3.10)$$

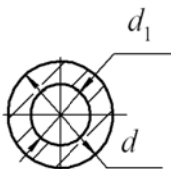
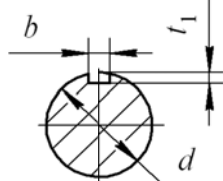

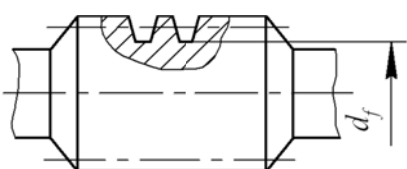
$$\tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_p},$$

где M , T – соответственно, изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении, Н · мм; W , W_p – соответственно осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала (табл. 3.8), мм³.

Таблица 3.8

Формулы для определения осевого W и полярного W_p , мм³, моментов сопротивления

Сечение вала	W	W_p
Сплошное 	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$

<p>Полое</p> 	$\frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^4 \right]$	$\frac{\pi d^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^4 \right]$
<p>Со шпоночной канавкой</p> 	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{b t_1 (d - t_1)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{b t_1 (d - t_1)^2}{2d}$
<p>Со шлицами</p> 	$\frac{\pi (d_a - d_f)^3}{32 \cdot 2}$	$\frac{\pi d_f^3}{16}$
<p>Вал шестерни (червяк, резьба)</p> 	$\frac{\pi d_f^3}{32}$	$\frac{\pi d_f^3}{16}$

Примечание. d_a – наружный диаметр вала; d_f – внутренний диаметр вала (значения и определяются по делительному диаметру d).

14. Выбрать из табл. 3.9 значение коэффициента влияния поверхностного упрочнения (K_V).

Таблица 3.9

Значение коэффициента K_V при различных видах поверхностного упрочнения

Вид упрочнения	σ_B сердцевинны, МПа	K_V		
		для гладких валов	при K_σ	
			$\leq 1,5$	$> 1,5$
Закалка с нагревом ТВЧ (толщина слоя 0,9–1,5 мм)	600–800	1,5–1,7	1,6–1,7	2,4–2,8
	800–1000	1,3–1,5	–	–
Азотирование	900–1000	1,1–1,25	1,5–1,7	1,7–2,1
Цементация	700–800	1,4–1,5	–	–
	1000–1200	1,2–1,3	2,0	–
Дробеструйный наклеп или накатка роликом	600–1600	1,1–1,3	1,5–1,6	1,7–2,0

Примечание. При отсутствии поверхностного упрочнения значение $K_V = 1$.

15. Подсчитать средние напряжения цикла по формулам

$$\begin{aligned}\sigma_m &= 0 \\ \tau_m &= \frac{T}{2W_p}.\end{aligned}\quad (3.11)$$

16. Вычислить коэффициенты запаса соответственно по напряжениям изгиба и кручения по следующим формулам:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma D}}{K_d K_V} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (3.12)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau D}}{K_d K_V} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (3.13)$$

17. Рассчитать коэффициент запаса прочности по формуле

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (3.14)$$

где $[S]$ – допускаемое значение коэффициента запаса, обычно принимают равным 1,1–2,5.

18. Сделать заключение о годности вала.

Расчет подшипников качения

19. Определить значения коэффициента осевой X , радиальной Y нагрузки и коэффициента осевого нагружения e . В зависимости от вида подшипника качения методика определения отличается.

Для шарикового радиального подшипника

а) из табл. П2.1 находят статическую грузоподъемность C_0 подшипника;

б) определяют осевую нагрузку F_x . Для этого определяют алгебраическую сумму всех внешних осевых сил F_a и осевых составляющих S радиальных нагрузок (для шариковых радиальных подшипников $S = 0$). При этом осевые силы, нагружающие данный подшипник, считают положительными, а разгружающие его – отрицательными. Если полученная сумма окажется положительной, то расчетная сила

F_x для подшипника определяется как алгебраическая сумма внешних осевых сил F_a и силы S противоположного подшипника. Если сумма окажется отрицательной, то за расчетную силу F_x принимается сила S данного подшипника.

Рассмотрим пример. Пусть сумма всех осевых сил, действующих на левую опору (рис. 3.7, а), положительна, т.е. $-S_1 + F_{a1} + S_2 - F_{a2} > 0$. Тогда расчетная осевая сила для этой опоры $F_x = F_{a1} + S_2 - F_{a2}$. Для правой опоры алгебраическая сумма всех осевых сил отрицательная, т.е. $S_1 - F_{a1} - S_2 + F_{a2} < 0$. Тогда $F_x = S_2$.

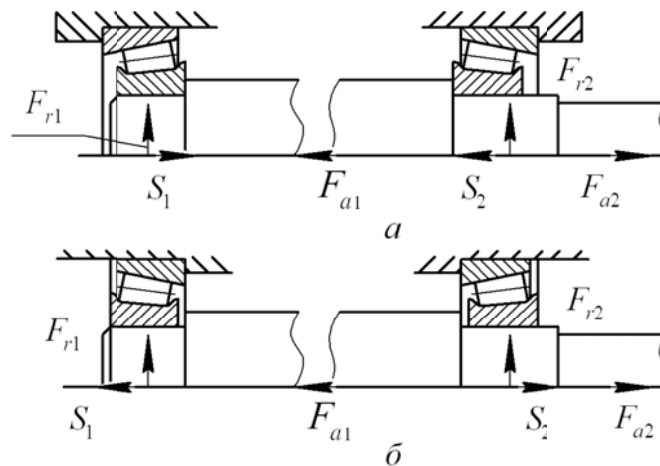


Рис. 3.7. Расчетная схема для определения F_x :

а – установка подшипников «в распор»; б – установка подшипников «в растяжку»

в) определяют отношения $\frac{F_x}{C_0}$ и $\frac{F_x}{RV}$,

где R – суммарная реакция опоры, действующая на подшипник, Н; V – коэффициент вращения: при вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1$, наружного $V = 1,2$;

г) по табл. 3.10 находят коэффициент e , соответствующий отношению $\frac{F_x}{C_0}$.

Таблица 3.10

Значения коэффициентов радиальной X и осевой Y нагрузок для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников

Угол контакта	$\frac{F_x}{C_0}$	$\frac{F_x}{RV} > e$	e	Угол контакта	$\frac{F_x}{C_0}$	$\frac{F_x}{RV} > e$	e
---------------	-------------------	----------------------	-----	---------------	-------------------	----------------------	-----

α°		Y	X		α°		Y	X	
0	0,014	2,30	0,56	0,19	12	0,014	1,81	0,45	0,30
	0,028	1,99		0,22		0,34			
	0,056	1,71		0,26		0,37			
	0,084	1,55		0,28		0,41			
	0,110	1,45		0,30		0,45			
	0,170	1,31		0,34		0,48			
	0,280	1,15		0,38		0,52			
	0,420	1,04		0,42		0,54			
	0,560	1,00		0,44		0,54			

Примечание. 1. При $\frac{F_x}{RV} \leq e$ принимают $X = 1$ и $Y = 0$.

2. Y и e для промежуточных значений отношений $\frac{F_x}{RV}$ определяют интерполированием.

д) Сравнив значения отношения $\frac{F_x}{RV}$ и коэффициента e из табл. 3.10 выписывают значение коэффициентов X и Y .

Для шарикового радиально-упорного подшипника:

а) Из табл. П2.2 находят статическую грузоподъемность C_0 подшипника;

б) Коэффициент осевого нагружения e определяют по формулам:

– при угле контакта $\alpha = 12^\circ$

$$e = 10^{\frac{\lg\left(\frac{R}{C_0}\right) - 1,144}{4,729}}, \quad (3.15)$$

где R – суммарная реакция опоры, Н;

– при $\alpha = 15^\circ$

$$e = 10^{\frac{\lg\left(\frac{R}{C_0}\right) - 1,766}{7,363}}, \quad (3.16)$$

– при $\alpha = 18^\circ$ $e = 0,57$;

в) вычисляют осевые составляющие реакций опор от действия радиальных сил по формулам:

$$S_1 = e R_1, \quad (3.17)$$

$$S_2 = e R_2.$$

г) определяют расчетные осевые нагрузки F_{x1} и F_{x2} на подшипники в соответствии с условиями нагружения (см. выше);

д) находят коэффициенты X и Y по табл. 3.10.

Для роликового конического радиально-упорного подшипника:

а) из табл. П2.3 находят коэффициент e для предварительно выбранного подшипника;

б) вычисляют осевые составляющие реакций опор от действия радиальных сил по формулам:

$$\begin{aligned} S_1 &= 0,83e R_1, \\ S_2 &= 0,83e R_2. \end{aligned} \quad (3.18)$$

в) определяют расчетные осевые нагрузки F_{x1} и F_{x2} на подшипники в соответствии с условиями нагружения (см. выше);

г) если $\frac{F_x}{RV} \leq e$, то коэффициенты радиальной и осевой нагрузок равны $X=1$ и $Y=0$.

Если $\frac{F_x}{RV} > e$, то коэффициенты радиальной X нагрузки $X = 0,4$, а коэффициент осевой нагрузки $Y = 0,4 \operatorname{ctg}(\beta)$.

20. Определяют эквивалентную динамическую нагрузку, действующую на подшипники по формулам:

– при отсутствии осевой нагрузки F_x ,

$$P_3 = V R K_6 K_T, \quad (3.19)$$

– при $\frac{F_x}{RV} \leq e$ – по формуле (3.17)

– при $\frac{F_x}{RV} > e$

$$P_3 = (X V R + Y F_x) K_6 K_T, \quad (3.20)$$

где R – суммарная реакция опоры, действующая на подшипник, Н; V – коэффициент вращения: при вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1$, наружного $V = 1,2$; K_6 – коэффициент безопасности: при спокойной нагрузке $K_6 = 1$, с малыми толчками $K_6 = 1,0-1,2$; с умеренными толчками $K_6 = 1,3-1,5$; K_T – температурный коэффициент

(табл. 3.11); X – коэффициент радиальной нагрузки; F_x – осевая нагрузка, Н; Y – коэффициент осевой нагрузки.

Таблица 3.11

Значение коэффициента K_T

Рабочая температура подшипника, °С	до 100	125	150	175	200
K_T	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25

21. Вычисляют расчетную долговечность L , млн. оборотов, по формуле

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^m, \quad (3.21)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, Н; P_3 – эквивалентная нагрузка, Н; $m = 3$ для шариковых подшипников $m = 10/3$ – для роликовых подшипников.

22. Рассчитывают долговечность работы подшипника из условия

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} \geq [L_h], \quad (3.22)$$

где n – частота вращения подшипника, мин⁻¹; $[L_h]$ – заданная долговечность (36 000 ч – для зубчатых редукторов и 20 000 ч для червячных). Допускается снижать часовую долговечность до 10 000 и 5 000 ч.

23. Сделать заключение о годности подшипника.

Содержание отчета

1. Название работы.
2. Цель работы.
3. Классификация валов.
4. Расчетная схема вала.
5. Эпюры изгибающих моментов.
6. Результаты проверочного расчета вала.
7. Техническая характеристика подшипников.
8. Расчетная схема для определения осевых составляющих сил действующих на подшипники.
9. Результаты проверочного расчета подшипников.
10. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Назначение валов. 2. Классификация валов. 3. По какому критерию проводится проектный расчет валов? 4. По какому критерию выполняют проверочный расчет валов? 5. Назначение подшипников. 6. Классификация подшипников. 7. Методика проектного и проверочного расчета подшипников? 8. В чем цель проектного расчета? 9. В чем проверочного расчета? 10. Как сделать заключение о годности вала? 11. Как сделать заключение о годности подшипников?