

8. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

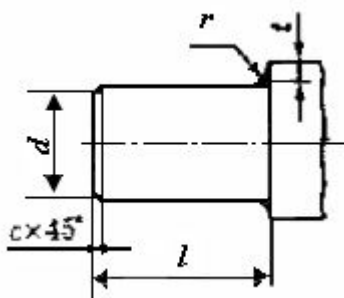
8.1. Конструктивные элементы

Полученные размеры вала на этапе эскизного проекта следует уточнить, согласовав их с деталями, установленными на валу (зубчатые и червячные колеса, полумуфты, звездочки и др.). Одновременно перед отработкой конструкции вала необходимо выбрать конструкцию уплотнения подшипников, способ передачи крутящего момента в соединении вал-ступица, способ крепления деталей от осевого перемещения.

Входной и выходной вал редуктора имеют консольные участки для установки полумуфт, шкивов, звездочек, кривошипа и других. Эти участки валов могут быть цилиндрическими и коническими.

Таблица 8.1

Концы валов цилиндрические (ГОСТ 12080-66), мм



d	l		r	c	d	l		r	c
	Исполнение					Исполнение			
	1	2				1	2		
20–22	50	36	1,6	1,0	50,55	110	82	2,5	2,0
25–28	60	42	2,0	1,6	60,70	140	105	3,0	2,5
32–36	80	58			80,90	170	130		
40–45	110	82			100,110	210	165		

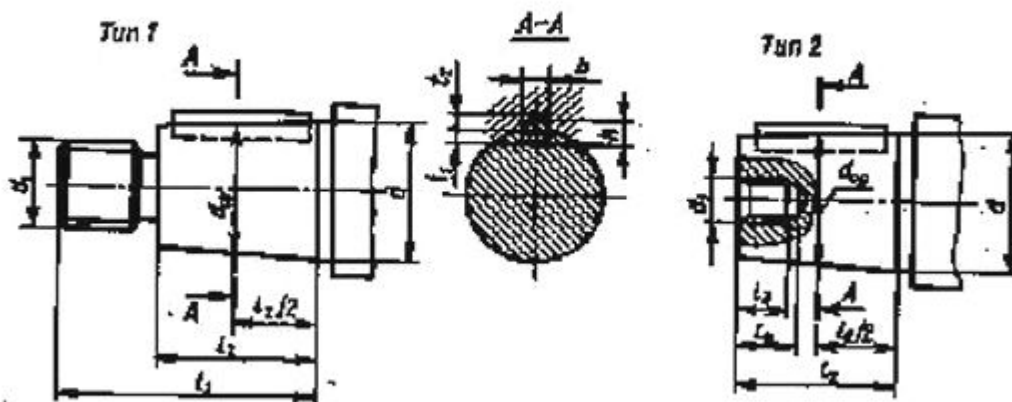
Примечание. 1. Исполнения концов валов: 1 – длинные; 2 – короткие. 2. Поля допусков диаметра d: при d до 30 мм – j6, св. 30 до 50 мм – k6, св. 50 мм – t6.

Размеры цилиндрических концов валов приведены в таблице 8.1. Высоту буртика t применяют по соотношению $t \geq 2f$, где f размер фаски детали.

Конические концы валов изготавливают с наружной и внутренней резьбой (см. табл. 8.2). Преимущественное применение имеет коническая форма выходных участков валов, обеспечивающая точное и надежное соединение, возможность монтажа устанавливаемых деталей.

Переходный участок вала между двумя ступнями разных диаметров выполняют галтелью радиуса r (табл. 8.3), а в более точных валах для выхода шлифовального круга предусматривают канавки (табл. 8.4).

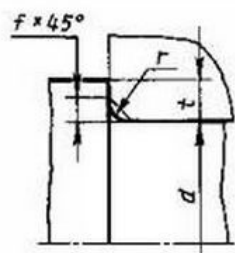
Концы валов конические (ГОСТ 12081-72), мм



Номинальный диаметр, d	l_1	l_2	d_{cp}	b	h	t_1	t_2	d_1	d_2	l_3	l_4
20	50	36	18,2	4	4	2,5	1,8	M12x1,25	M6	9	11,3
22			20,2								
25	60	42	22,9	5	5	3,0	2,3	M16x1,5	M8	14	15,7
28			25,9								
32	80	58	29,1	6	6	3,5	2,8	M20x1,5	M10	17	19,0
36			33,1								
40	110	82	35,9	10	8	5,0	3,3	M24x2	M12	20	22,3
45			40,9	12	8			M30x2	M16	26	28,5
50			45,9	12	8	M36x3	M16	26	28,5		
56			51,9	14	9	5,5	3,8	M36x3	M20	32	35,0
63	140	105	57,75	16	10	6,0	4,3	M42x3	M20	32	35,0
71			65,75		18	11	7,0	4,4			
80	170	130	73,5	20	12	7,5	4,9	M56x4	M30	44	47,9
90			83,5		22	14	9,0	5,4			

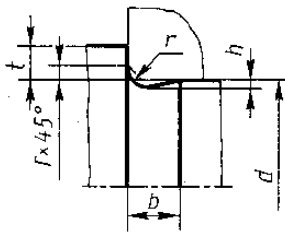
Таблица 8.3

Размеры частей



d	20...28	32...45	50...70	80...90
r	1,6	2,0	2,5	3,0
f	2,0	2,5	3,0	4,0

Размеры канавок



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

Зубчатые и червячные колеса должны быть установлены на валах без перекоса. Если $l_{CT}/d > 0,8$ (l_{CT} – длина ступицы, d – диаметр отверстия), то цилиндрическая поверхность отверстия полностью определяет положение колеса относительно вала (рис. 8.1,а). При коротких ступицах $l_{CT}/d < 0,8$ торец буртика упрощает установку колес на вал (рис. 8.1,б). Надо иметь в виду, что при передаче вращающего момента соединения с натягом и короткой ступице ($l_{CT}/d < 0,8$) наличие упорного буртика на валу обязательно.

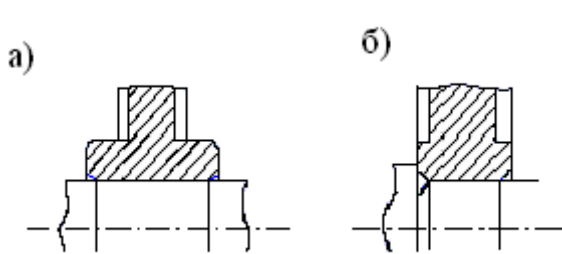


Рис. 8.1. Установка зубчатых колес

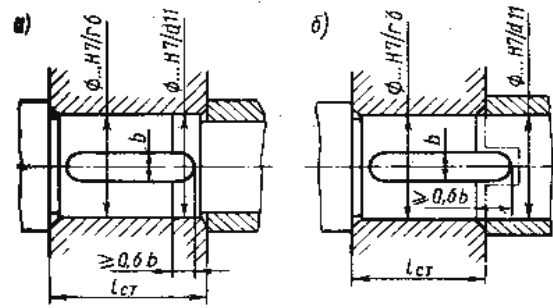
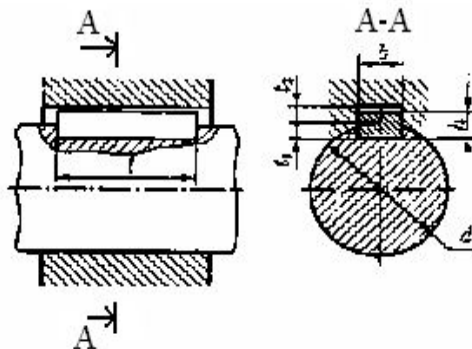


Рис. 8.2. Шпоночная вал-ступица

Для шпоночного соединения ступица-вал с целью обеспечения сборки предусматривается два варианта (рис. 8.2,а,б). В каждом из этих вариантов вначале путем свободного поворота колеса относительно вала производится совмещение паза колеса со шпонкой, а затем напрессовка колеса на вал. Размеры шпоночных пазов выбираются по таблице 8.5.

Таблица 8.5

Шпонки призматические (ГОСТ 23360-78), мм



Диаметр вала, d	Сечение шпонки		Фаска у шпонки s	Глубина паза		Длина l	
	b	h		вала t_1	ступицы t_2		
Св. 12 до 17	5	5	0,25–0,4	3	2,3	10–56	
>>17 >> 22	6	6		3,5	2,8	14–70	
>>22>>30	8	7		4	3,3	18–90	
>>30>>38	10	8		5	3,3	22–110	
>>38>>44	12	8		5	3,3	28–140	
>>44>>50	14	9		5,5	3,8	36–160	
>>50>>58	16	10		6	4,3	45–180	
>>58>>65	18	11		7	4,4	50–200	
>>65>>75	20	12		0,4–0,6	7,5	4,9	56–220
75>>85	22	14		9	5,4	63–250	
>>85>>95	25	14	0,6–0,8	9	5,4	70–280	

Примечание. 1. Длину l (мм) призматической шпонки выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280. 2. Пример обозначения шпонки с размерами $b=18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 80$ мм: «Шпонка 18x11x80 ГОСТ23360-78».

8.2. Примеры конструкций валов

Примеры конструкций валов с сопряженными деталями приведены на рисунках 8.3–8.7.

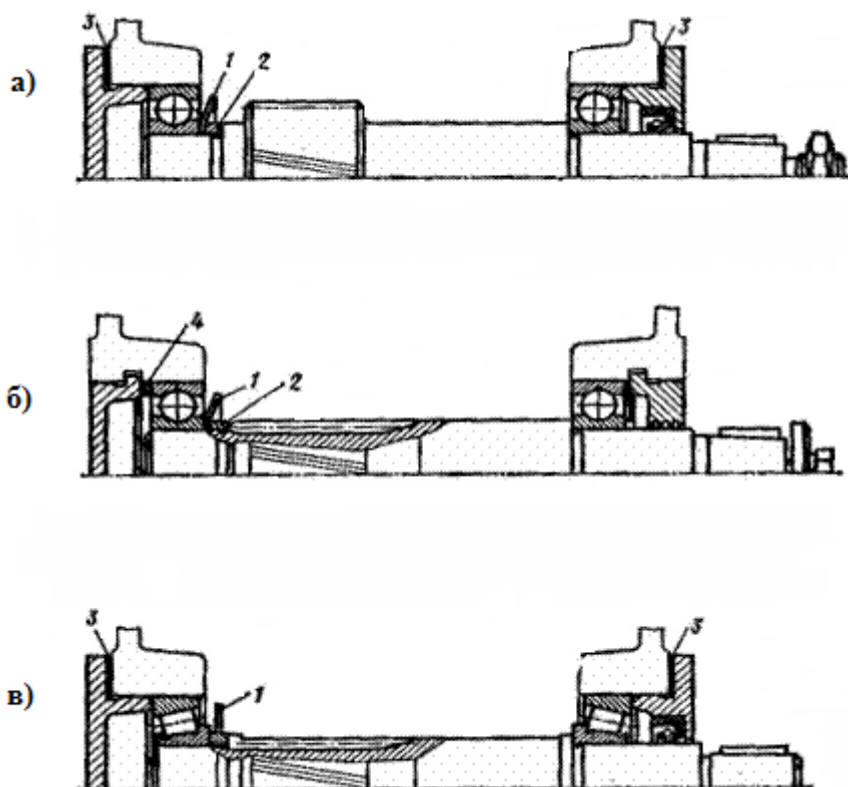


Рис. 8.3. Примеры конструкций быстроходного вала

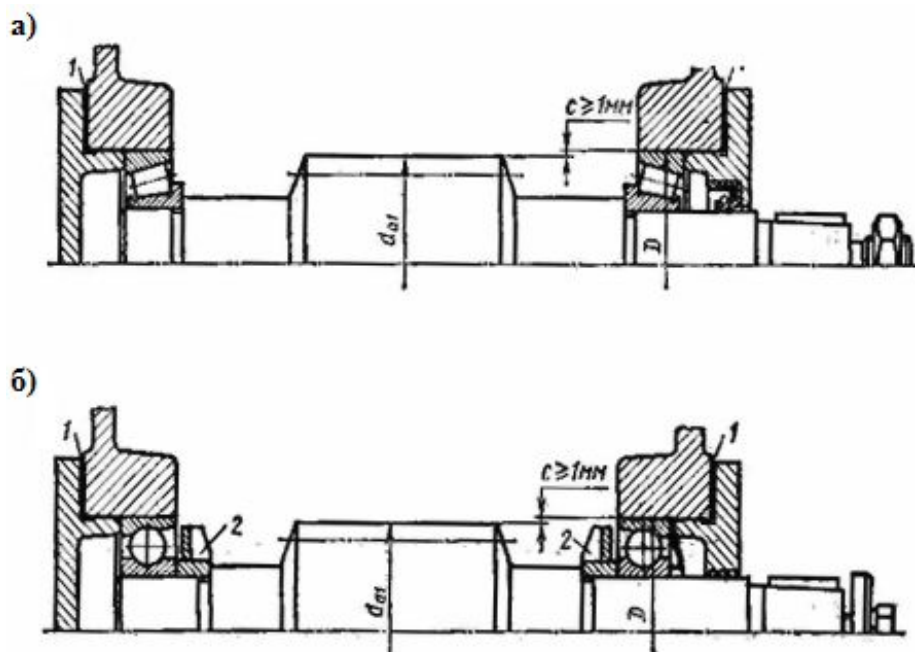


Рис. 8.4. Примеры конструкций червячного вала

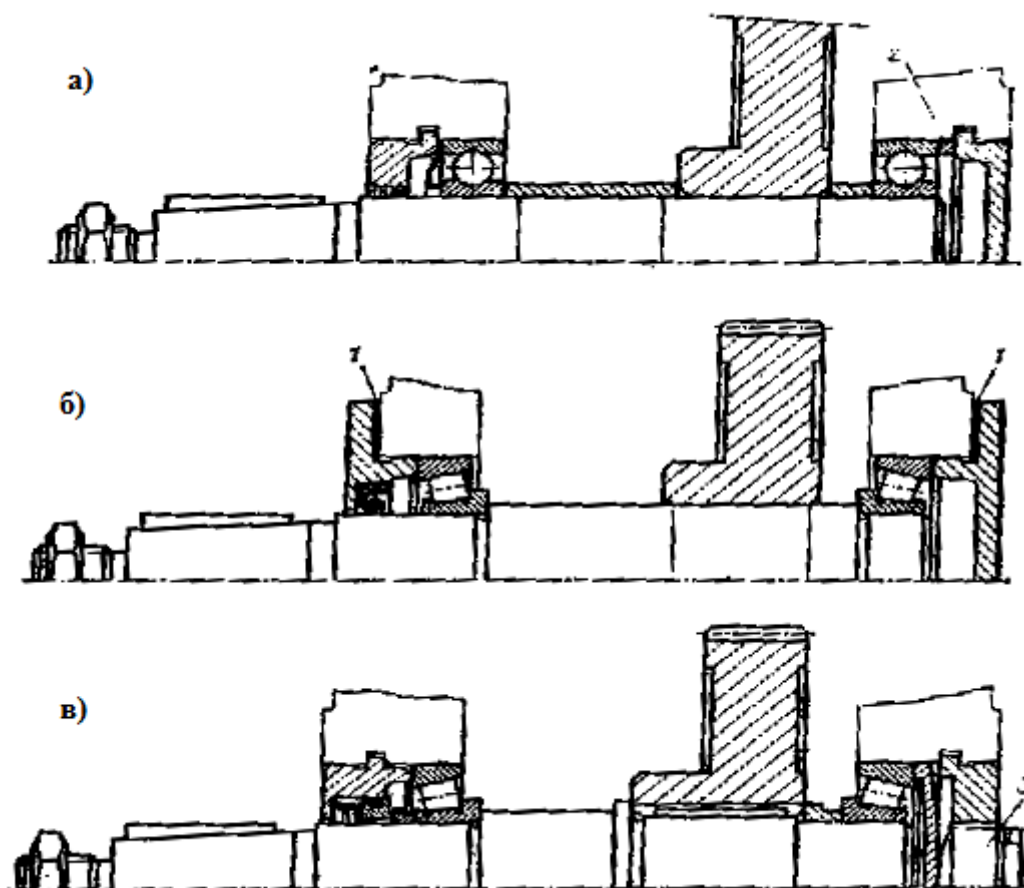


Рис. 8.5. Примеры конструкции тихоходного вала

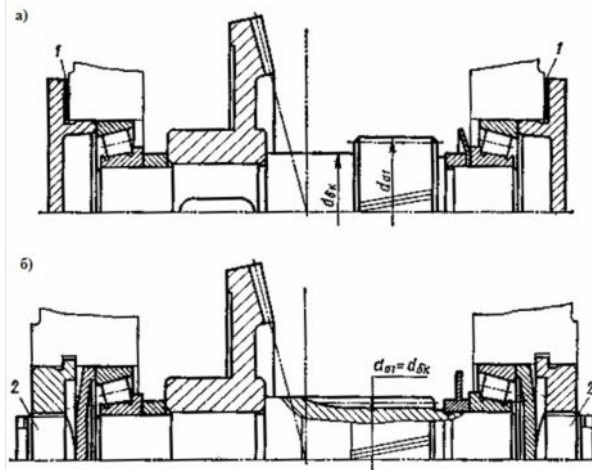


Рис. 8.6. Примеры конструкций промежуточных валов коническо-цилиндрического редуктора

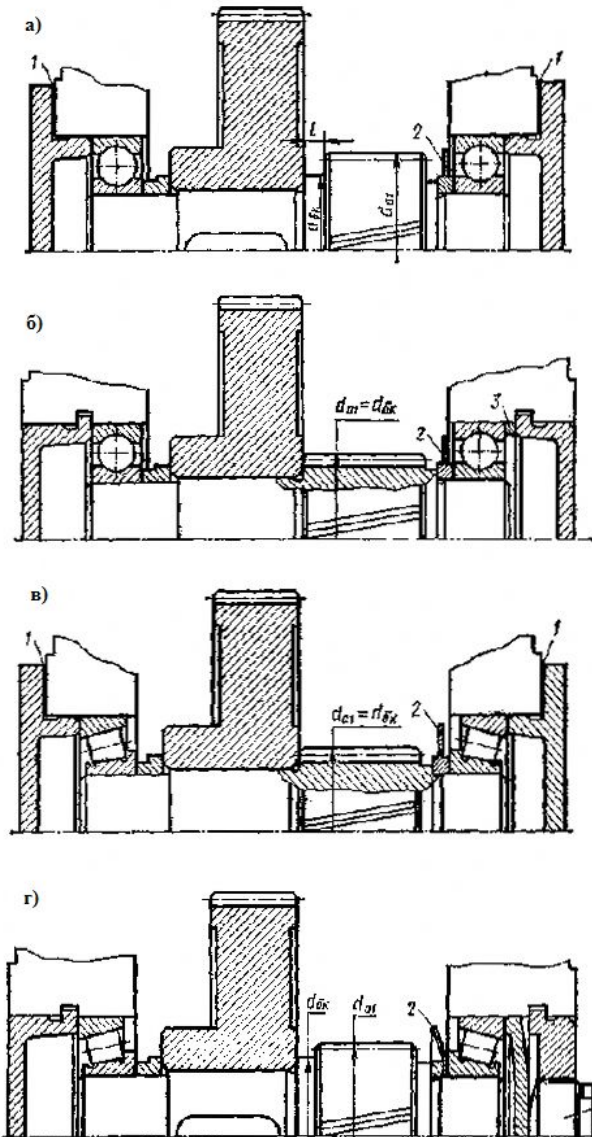


Рис. 8.7. Примеры конструкций промежуточных валов 2-ступенчатого цилиндрического редуктора

8.3. Нагрузки валов

Для построения расчетных схем необходимо знать силы и моменты, действующие на валы. Валы редуктора испытывают два вида деформации – изгиб и кручение.

Деформация кручения возникает под действием вращающих моментов, приложенных со стороны двигателя и соответствующих деталей привода. Деформации изгиба вызываются силами в зацеплении зубчатых и червячных передач, силами от действия цепных и ременных передач. Численные значения этих усилий определяются по формулам таблицы 8.6.

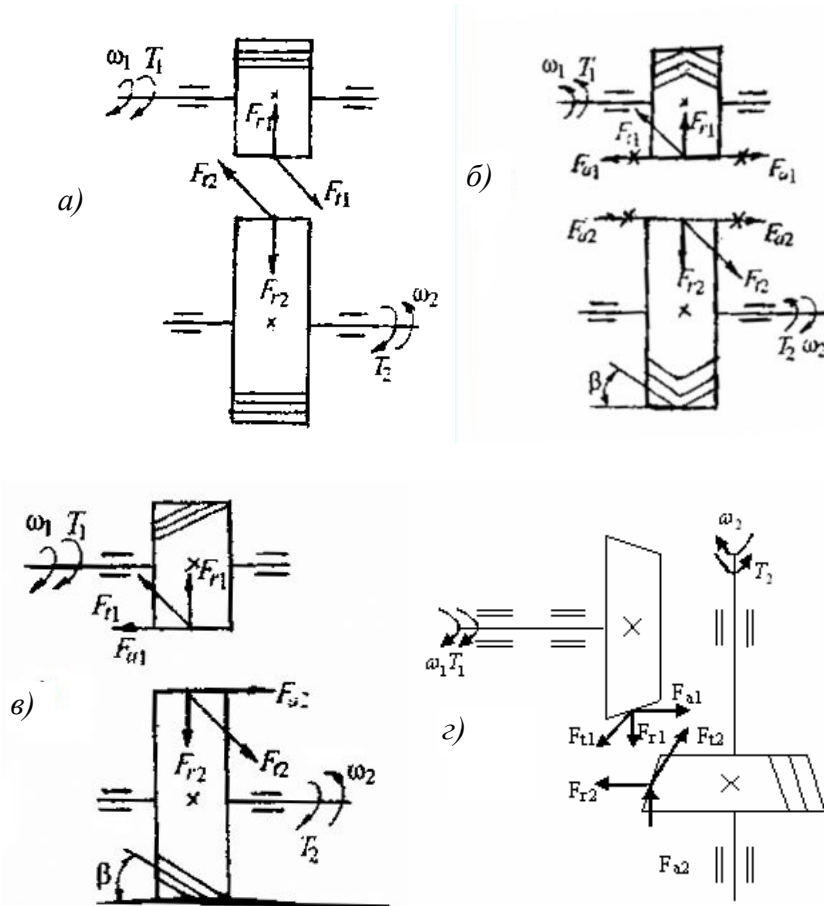


Рис. 8.8. Схема сил в зацеплении цилиндрических и конических передач: а) прямозубой; б) шевронной; в) косозубой; г) конической прямозубой

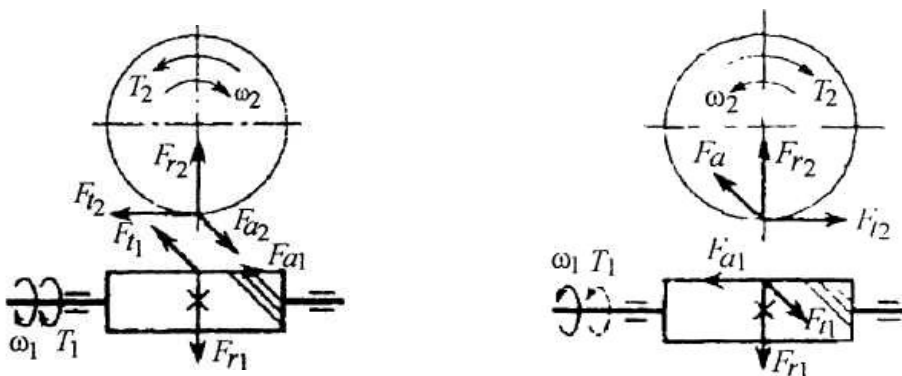


Рис. 8.9. Схема сил в зацеплении червячной передачи с правым червяком

В цилиндрических косозубых передачах принять шестерню с левым зубом, а колесо с правым. В конических передачах с круговыми зубьями принять шестерню с правым зубом, а колесо с левым; направление витков червяка в червячной передаче правое.

8.4. Расчет валов на прочность

На этапе эскизного проектирования выполнен ориентировочный расчет вала на прочность по напряжениям кручения. При наличии всех нагрузок, действующих на вал, и расстояний между опорами представляется возможным рассчитать вал на статическую и усталостную прочность. В рамках отведенного времени для данной специальности в качестве основного расчета принят расчет вала на усталостную прочность.

Материалы валов

Основными материалами для валов служат углеродистые и легированные стали (табл. 8.7).

В редукторах общего назначения применяются стали 45, 40Х, для высоконагруженных валов ответственных машин – стали 40ХН, 20Х, 12ХН3А.

Таблица 8.6

Силы в передачах

Вид передачи	Характер силы	Значение силы, Н	
		на шестерне (червяке)	на колесе
1	2	3	4
Цилиндрическая косозубая	Окружная	$F_{t1}=F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$
	Радиальная	$F_{r1} = F_{r2}$	$F_{r2} = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$
	Осевая	$F_{a1} = F_{a2}$	$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta$
Цилиндрическая прямозубая	Окружная	$F_{t1} = F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$
	Радиальная	$F_{r1} = F_{r2}$	$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$
Коническая прямозубая	Окружная	$F_{t1}=F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{0,875 \cdot d_{e2}}$
	Радиальная	$F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$	$F_{r2} = F_{a1}$
	Осевая	$F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$	$F_{a2} = F_{r1}$
Коническая с круговым зубом	Окружная	$F_{t1}=F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{0,875 \cdot d_{e2}}$
	Радиальная	$F_{r1} = F_{t1} \gamma_r$	$F_{r2} = F_{a1}$
	Осевая	$F_{a1} = F_{t2} \gamma_a$	$F_{a2} = F_{r1}$

1	2	3	4
Червячная	Окружная Радиальная Осевая	$F_{t1} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1}$ $F_{r1} = F_{r2}$ $F_{a1} = F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$ $F_{r2} = F_{a1} \cdot \operatorname{tg} \alpha$ $F_{a2} = F_{t1}$
Плоскоременная Клиноременная Поликлиноременная Цепная	Радиальная	$F_{on} = 2F_o \sin \frac{\alpha_1}{2}$ $F_{on} = 2F_o Z \sin \frac{\alpha_1}{2}$ $F_{0n} = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$ $F_{0n} = K_D F_t + 2F_0$	

Примечание: α – угол зацепления (20°); $\gamma_r = (0,44 \sin \delta_1 - 0,7 \cos \delta_1)$ – коэффициент радиальной силы; $\gamma_a = (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1)$ – коэффициент осевой силы; β – угол наклона зубьев для цилиндрических колес (для прямозубых $\beta=0$); T_1 ; T_2 (н.м); d_1 ; d_2 (мм).

Таблица 8.7

Механические свойства некоторых материалов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ(не менее)	Механическая характеристика, МПа					Коэффициент, Ψ_τ
			σ_b	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	
Ст5	Любой	190	520	280	150	220	130	0,06
45	≤ 120	240	780	540	290	360	200	0,09
	≤ 80	270	900	650	390	410	230	0,10
40х	≤ 280	240	790	640	380	370	210	0,09
	≤ 120	270	900	750	450	410	240	0,10
40ХН	≤ 200	270	920	750	450	420	230	0,10
20Х	≤ 120	197	650	400	240	310	170	0,07
12ХН3А	≤ 120	260	950	700	490	430	240	0,10
18ХГТ	≤ 60	330	1150	950	661	500	280	0,12

Расчетная схема

По чертежу сборной единицы составляют расчетную схему, на которую наносят все внешние силы, нагружающие вал, приводя плоскости их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной X и вертикальной Y).

В соответствии с расчетной схемой определяют реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскостях. В этих же плоскостях строят эпюры изгибающих моментов M_x и M_y , отдельно эпюру крутящих моментов T .

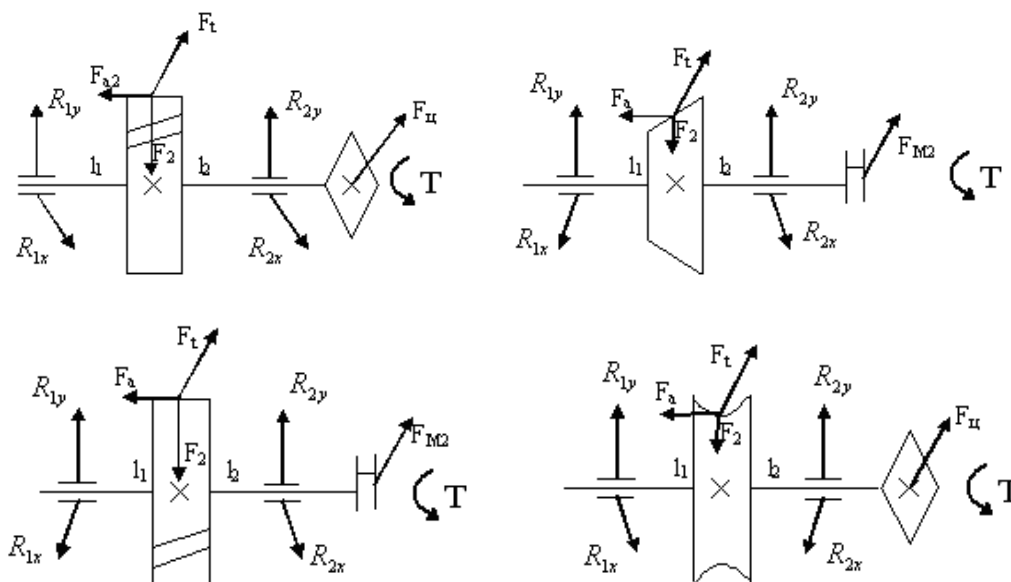


Рис. 8.10. Примеры расчетных схем

Опасное сечение


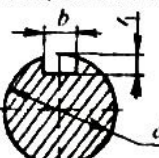

На расчетной схеме вала намечают несколько сечений и выявляют в них критерий напряженности:


$$\frac{K_{\sigma} \sqrt{M_u^2 + T^2}}{W_{\text{НЕТТО}}}$$

где K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряженности в данном сечении;
 M_u и T – соответственно значение изгибающего и крутящего моментов (см. эпюру);
 $W_{\text{НЕТТО}}$ – момент сопротивления (табл. 8.8)

Таблица 8.8

Осевые и полярные моменты сопротивления сечений, мм³

Сечение вала	$W_{\text{НЕТТО}}$	$W_{\rho \text{ НЕТТО}}$
1	2	3
Круглое сплошное 	$0,1d^3$	$0,2d^3$
Вал со шпоночной канавкой 	$0,1d^3 - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$	$0,2d^3 - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$
Шлицевой вал 	$0,1 \cdot \frac{(d_a + d_f)^3}{2d}$	$0,2d_f^3$

1	2	3
	$\frac{\pi d_{f1}^3}{32}$	$\frac{\pi d_{f1}^3}{16}$

Опасным сечением будет то, где критерий напряженности достигнет максимального значения.

Расчет на сопротивление усталости

Этот расчет является проверочным и учитывает совместное действие изгиба и кручения. Здесь учитываются влияние разновидностей цикла напряжений, размеров, формы и состояния поверхности, усталостные характеристики материала.

Расчет выполняют в форме проверки коэффициента S запаса прочности, минимально допускаемое значение которого принимают в диапазоне $[S]=1,5 \div 2,5$.

В установленном опасном сечении вычисляют коэффициент S :

$$S = S_\sigma \cdot S_\tau / \sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2} \geq [S],$$

где S_σ и S_τ – коэффициенты по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям:

$$S_\sigma = \sigma_{-1D} / (\sigma_a + \Psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m),$$

$$S_\tau = \tau_{-1D} / (\tau_a + \Psi_{\tau D} \cdot \tau_m),$$

где σ_a и τ_a – амплитуды напряжений цикла;

σ_m и τ_m – среднее напряжение циклов.

В расчетах валов принимают, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу: $\sigma_a = \sigma_u$ и $\sigma_m = 0$, а касательные напряжения – по отнулевому циклу:

$$\tau_a = \tau_k / 2 \text{ и } \tau_m = \tau_k / 2.$$

Напряжения в опасном сечении определяют по формулам:

$$\sigma_a = \sigma_u = 10^3 M / W_{\text{НЕТТО}};$$

$$\tau_a = \tau_k / 2 = 10^3 T / 2W_{\rho\text{НЕТТО}},$$

где $M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ – результирующий изгибающий момент, $H \cdot M$;

T – крутящий момент, $H \cdot M$;

$W_{\text{НЕТТО}}$ и $W_{\rho\text{НЕТТО}}$ – моменты сопротивления сечения вала при изгибе и кручении, мм^3 (табл. 8.8).

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D};$$

$$\tau_{-1D} = \tau_{-1} / K_{\tau D},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения (см. табл. 8.7);

$K_{\sigma D}$ – коэффициент снижения предела выносливости.

Значения $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ вычисляются по зависимостям:

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma} - 1) / K_V;$$

$$K_{\tau D} = (K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau} - 1) / K_V,$$

где K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений (см. табл. 8.12–8.14);
 $K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл. 8.9);
 $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества поверхности (табл. 8.10);
 K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл. 8.11).

Для оценки концентрации напряжений в местах установки деталей с натягом используют отношения $K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ и $K_{\tau} / K_{d\tau}$ (табл. 8.15).

При действии в расчетном сечении нескольких источников концентрации напряжений учитывают наиболее опасный из них (с наибольшим значением $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$);

$\Psi_{\tau D}$ – коэффициент влияния асимметрии цикла для рассматриваемого сечения вала.

$$\Psi_{\tau D} = \Psi_{\tau} / K_{\tau D},$$

где Ψ_{τ} – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений (см. табл. 8.7).

Таблица 8.9

Коэффициенты влияния размеров поперечного сечения

Напряженное состояние и материал	$K_{d\sigma}$ ($K_{d\tau}$) при диаметре вала d , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Кручение для всех сталей и изгиб для легированной стали	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

Таблица 8.10

Коэффициенты влияния качества поверхности

Вид механической обработки	Параметр шероховатости R_{a2} , мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_s , МПа		$K_{F\tau}$ при σ_s , МПа	
		≤ 700	>700	≤ 700	>700
Шлифование тонкое	До 0,2	1	1	1	1
Обтачивание тонкое	0,2...0,8	0,999...0,93	0,99...0,91	0,99...0,96	0,99...0,95
Шлифование чистовое	0,8...1,6	0,93...0,89	0,91...0,86	0,96...0,94	0,95...0,92
Обтачивание чистовое	1,6...3,2	0,89...0,86	0,86...0,82	0,94...0,92	0,92...0,89

Таблица 8.11

Коэффициенты влияния поверхностного упрочнения

Вид упрочнения поверхности вала	Значения K_V при		
	$K_{\sigma} = 1,0$	$K_{\sigma} = 1,1 \dots 1,5$	$K_{\sigma} \geq 1,8$
Закалка ТВЧ	1,3...1,6	1,6...1,7	2,4...2,8
Азотирование	1,15...1,25	1,3...1,9	2,0...3,0
Накатка роликом	1,2...1,4	1,5...1,7	1,8...2,2
Дробеструйный наклеп	1,1...1,3	1,4...1,5	1,6...2,5
Без упрочнения	1,0	1,0	1,0

Таблица 8.12

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений

t/r	r/d	K_σ при σ_e , МПа				K_τ при σ_e , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,75	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,5

Таблица 8.13

K_σ и K_τ для шпоночных пазов

σ_b , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,65	1,9	2,4

Таблица 8.14

K_σ и K_τ для шлицов и резьбы

σ_b , МПа	K_σ для		K_τ для шлицев		K_τ для резьбы
	шлицев	резьбы	прямобоочных	эвольвентных	
500	1,45	1,8	2,25	1,43	1,35
700	1,6	2,2	2,5	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,1
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

Таблица 8.15

Соотношения некоторых коэффициентов

Диаметр вала, d, мм	$K_\sigma / K_{d\sigma}$ при σ_b , МПа				$K_\tau / K_{d\tau}$ при σ_b , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,6	3,3	4,0	5,1	1,5	2,0	2,4	3,05
40	2,75	3,5	4,3	5,4	1,65	2,1	2,6	3,25
50	2,9	3,7	4,5	5,7	1,75	2,2	2,7	3,4
60	3,0	3,85	4,7	5,95	1,8	2,3	2,8	3,55
70	3,1	4,0	4,85	6,15	1,85	2,4	2,9	3,7
80	3,2	4,1	4,95	6,3	1,9	2,45	3,0	3,8
90	3,3	4,2	5,1	6,45	1,95	2,5	3,05	3,9

Пример расчета вала на прочность

На рисунке 8.11 показана конструкция выходного вала цилиндрического редуктора, а также расчетная схема и эпюра изгибающих M_u и крутящего T моментов. Силы в зацеплении: $F_t = 9600$ Н, $F_r = 3680$ Н, $F_a = 2400$ Н. Вал установлен на двух шариковых радиальных подшипниках 212 по ГОСТ 8338-75, на выходном конце со шпонкой установлена ступица муфты. Консольная сила, действующая на вал со стороны муфты, $F_k = 539$ Н.

Вал изготовлен из стали марки 45 со следующими механическими характеристиками (см. табл. 8.7): $\sigma_b = 900$ МПа, $\sigma_T = 650$ МПа, $\tau_1 = 390$ МПа, $\sigma_{-1} = 410$ МПа, $\tau_{-1} = 230$ МПа, $\psi_t = 0,1$.

Реакции опор

Горизонтальные:

$$\Sigma M_2 = 0 \quad R_{1r} \cdot l - F_t \cdot l_1 = 0 \quad R_{1r} = \frac{F_t \cdot l_1}{l} = \frac{9600 + 0,06}{0,12} = 4800 \text{ М}.$$

$$\Sigma F_r = 0 \quad R_{2t} = F_t - R_{1t} = 9600 - 4800 = 4800 \text{ Н}.$$

Вертикальные:

$$\Sigma M_2 = 0 \quad R_{1e} \cdot l - F_2 \cdot l_1 - F_a \cdot 0,5d_2 - F_k \cdot l_2 = 0$$

$$R_{1e} = \frac{-F_r \cdot l_1 + F_a \cdot 0,5d_2 + F_k \cdot l_2}{l} = \frac{3680 \cdot 0,06 - 2400 \cdot 0,5 \cdot 288 + 539 \cdot 0,048}{0,120} = 1250,6$$

$$-R_{1e} - F_r - F_k + R_{2e} = 0$$

$$R_{2e} = 1250,6 + 539 + 3680 = 5469,6.$$

Опасное сечение

Намечаем на расчетной схеме несколько сечений (I-I; II-II; III-III) и по коэффициенту нагруженности определяем опасное сечение.

Сечение I-I:

$$\frac{K_\sigma \sqrt{M_u^2 + T^2}}{W_{\text{НЕТТО}}} = \frac{3,68 \sqrt{395,18^2 + 1382,4^2}}{0,1 \cdot 71^3} = 0,14,$$

где $M_{u1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2}$ (см. эпюры), K_σ (табл 8.11–8.15), $W_{\text{НЕТТО}}$ (см. табл. 8.8).

Сечение II-II:

$$\frac{K_\sigma \sqrt{M_u^2 + T^2}}{W_{\text{НЕТТО}}} = \frac{3,66 \sqrt{25,9^2 + 1382,4^2}}{0,1 \cdot 603^3} = 0,23,$$

где $M_{u2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2}$, K_σ (табл. 8.11–8.15), $W_{\text{НЕТТО}}$ (см. табл. 8.8).

Сечение III-III:

$$\frac{K_\sigma \sqrt{M_u^2 + T^2}}{W_{\text{НЕТТО}}} = \frac{2,2 \sqrt{0^2 + 1382,4^2}}{0,1 \cdot 56^2 - \frac{16 \cdot 6(56-6)^2}{2 \cdot 56}} = 0,19,$$

где $M_{u3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2}$, K_σ (табл. 8.11–8.15), $W_{\text{НЕТТО}}$ (см. табл. 8.8).

Таким образом, наиболее опасным сечением будет II-II.

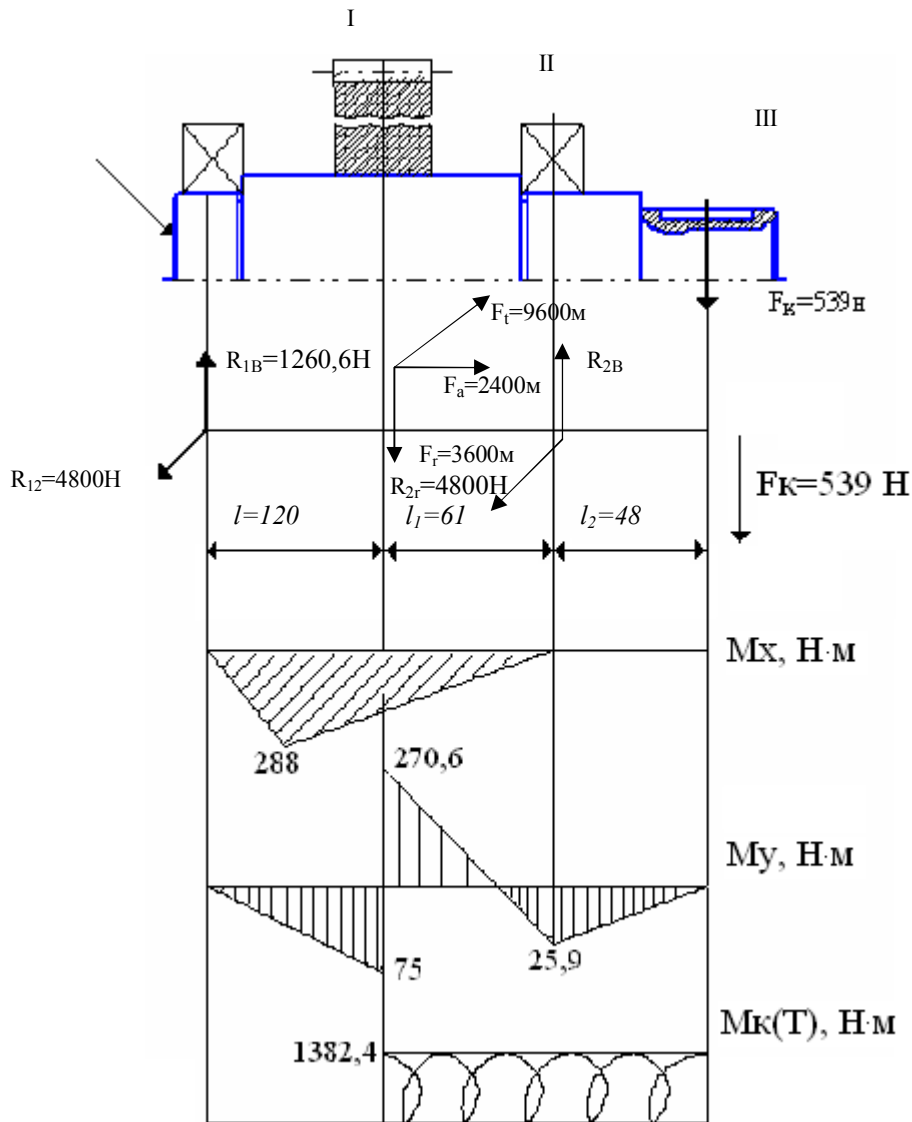


Рис. 8.11. Расчетная схема эпюры изгибающих и крутящих моментов

Определим амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла.

$$\sigma_{a2} = \sigma_{u2} = \frac{10M_2}{W_2} = \frac{10^3 \cdot 25.9}{0.1 \cdot 60^3} = 1,22 \text{ МПа};$$

$$\tau_{a2} = \frac{\tau_{k2}}{2} = \frac{103 \cdot M_{k2}}{2W_k} = \frac{10^3 \cdot 1382.4}{2 \cdot 0.2 \cdot 60^3} = 16,3 \text{ МПа};$$

$$\tau_{u2} = \tau_{a2} = 16,3 \text{ МПа}.$$

Внутреннее кольцо подшипника установлено на валу с натягом. Поэтому концентратор напряжений – посадка с натягом. По таблице 8.15 имеем $K_\sigma / K_{d\sigma} = 4,7$; $K_\tau / K_{d\tau} = 2,8$. Посадочную поверхность под подшипник принимаем с шероховатостью $R_a = 1,25$ мкм, $K_\sigma = 0,88$; $K_{F\tau} = 0,935$ (см. табл. 8.11). Поверхность вала без упрочнений: $K_V = 1$ (табл. 8.11).

Коэффициент снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) / K_V = \left(4,7 + \frac{1}{0,88} - 1 \right) / 1 = 4,84;$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) / K_V = \left(2,8 + \frac{1}{0,935} - 1 \right) / 1 = 2,87.$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D} = \frac{410}{4,84} = 84,7 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1D} = \tau_{-1} / K_{\tau D} = \frac{230}{2,87} = 80,1 \text{ МПа}.$$

Коэффициент влияния асимметрии цикла:

$$\Psi_{\tau D} = \Psi_{\tau} / K_{\tau D} = 0,1 / 2,87 = 0,035.$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1D} / \sigma_{a2} = 84,7 / 1,22 = 69,4;$$

$$S_{\tau} = \tau_{-1D} / (\tau_{a2} + \Psi_{\tau D} \cdot \tau_{m2}) = 80,1 / (16,3 + 0,035 \cdot 16,3) = 4,75.$$

Коэффициент запаса прочности в рассматриваемом сечении:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{69,4 \cdot 4,75}{\sqrt{69,4^2 + 4,75^2}} = 4,75.$$

Таким образом, условие прочности $S > [S]$ выполняется.