

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ
Методические указания к курсовому проекту по деталям машин

1 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВАЛАМ И ОСЯМ

Валы и оси служат для поддержания вращающихся на них деталей.

Вал отличается от оси тем, что передает вращающий момент T . Ось момента T не передает.

1.1 Расчетная нагрузка и требования к валам

Основной расчетной нагрузкой для валов являются вращающий T и изгибающий M моменты, вызывающие напряжения кручения τ_k и изгиба $\sigma_{из}$. Напряжения сжатия (растяжения) от осевых сил значительно меньше указанных напряжений и их часто в расчетах не учитывают.

Расчет осей является частным случаем и производится по формулам для валов при $T = 0$. Поэтому в дальнейшем речь пойдет только о валах.

Требования, предъявляемые к работоспособности валов:

- а) прочность (обеспечивается материалом, конструкцией, размерами);
- б) жесткость (обеспечивается установкой подшипников, размерами);
- в) долговечность (обеспечивается размерами, снижением концентраторов напряжений, поверхностным упрочнением, шероховатостью);
- г) виброустойчивость (обеспечивается: в дорезонансной зоне увеличением жесткости; в зарезонансной зоне увеличением "гибкости" вала).

1.2 Материалы валов

Валы с диаметрами d до 80 мм изготавливают из сталей 40, 45, 40Х и др.; с диаметрами от 80 до 120 мм – из сталей 35ХМ, 40ХН, 30ХГСА и др.

Материал фасонных валов (вал–шестерня, вал–червяк, шлицевый вал) определяется материалом основного элемента на валу (зубья шестерни, витки червяка, шлицы).

Для повышения долговечности валы должны иметь вязкую (пластичную) сердцевину, что обеспечивается нормализацией или улучшением. Поверхностному упрочнению в той или иной степени могут подвергаться посадочные места деталей на валах и элементы передач на фасонных валах.

Механические характеристики некоторых распространенных марок сталей для валов даны в таблице 1.1 [1, с.165].

Таблица 1.1 – Механические характеристики сталей для валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость HV (не менее)	Механические характеристики, МПа					ψ_{τ}
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	
45	≤ 120	240	780	540	290	360	200	0,09
	≤ 80	270	900	650	390	410	230	0,10
40Х	≤ 200	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	660	500	280	0,12
-------	------	-----	------	-----	-----	-----	-----	------

2 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ДИАМЕТРА ВАЛА

Предварительный расчет диаметра вала d производится на стадии технического предложения, когда величины изгибающих моментов M на валах неизвестны. Расчет ведут только на кручение по пониженным допускаемым напряжениям $[\tau]$:

$$d' \geq 10 [T / (0,2 [\tau])]^{1/3}, \quad (2.1)$$

где $[\tau] = (0,025 \dots 0,03) \sigma_B$, МПа.

Расчетный диаметр d' округляется по ГОСТ 6636-69 в большую сторону.

По рекомендациям [1, с.42] с учетом прочности и жесткости

– для быстроходного вала диаметр входного конца, мм :

$$d' \geq (7 \dots 8) T_B^{1/3}; \quad (2.2)$$

– для промежуточного (под съемным колесом) вала, мм

$$d' \geq (6 \dots 7) T_{\text{пр}}^{1/3}; \quad (2.3)$$

– для тихоходного вала диаметр выходного конца, мм

$$d' \geq (5 \dots 6) T_T^{1/3}, \quad (2.4)$$

где T_B , $T_{\text{пр}}$, T_T – вращающие моменты на соответствующих валах, Н·м.

Большие значения d' принимают для валов на роликоподшипниках, шевронных передач и промежуточных валов соосных передач при твердости зубьев $z_2 > 55 \text{ HRC}$. Диаметр d' по формулам (2.2)–(2.4) округляется в ближайшую сторону по ГОСТ 6636-69.

Диаметры d входного и выходного концов следует согласовывать с диаметрами посадочных отверстий полумуфт, шкивов, звездочек. Так, например, для входного вала редуктора, соединяемого с валом электродвигателя стандартной муфтой рекомендуется принимать диаметр

$$d = d_{\text{дв}} \pm \Delta_M, \quad (2.5)$$

где $d_{\text{дв}}$ – диаметр выходного конца вала электродвигателя, мм;

Δ_M – перепад диаметров полумуфт, допускаемый по паспорту муфты, мм (возможность расточки диаметра и фрезерования шпоночного паза одной из полумуфт на величину Δ_M).

Для вала-шестерни, вала-червяка, зубья и витки которых нарезаны за одно целое с валом, диаметр вала d в сечениях по зубьям и виткам равен диаметру окружности впадин d_L .

3 КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

Что должно быть на валу ?

В общем случае на валу должны находиться:

- 1) элементы передач и соединений (зубчатые или червячные колеса, шкивы, звездочки, полумуфты, шлицы, шпонки и др.);
- 2) опоры – подшипники;
- 3) уплотнения входных и выходных концов;
- 4) элементы осевой фиксации насаженных деталей;
- 5) устройства для регулирования зацеплений и "осевой игры" – зазоров в подшипниках качения.

3.1 Соединение вал–ступица

Конструктивно развитая часть зубчатого (червячного) колеса, шкива, звездочки, которая сопрягается с валом, называется ступицей.

По рекомендациям практики (рисунок 3.1) [1, с.63] диаметр ступицы назначают:

– для стали

$$d_{\text{СТ}}' = (1,5 \dots 1,55) d; \quad (3.1)$$

– для чугуна

$$d_{\text{СТ}}' = (1,55 \dots 1,6) d; \quad (3.2)$$

– для легких сплавов

$$d_{\text{СТ}}' = (1,6 \dots 1,7) d. \quad (3.3)$$

Меньшие значения – для шлицевого соединения ступицы с валом; большие – для шпоночного и соединения с натягом.

$$\text{Длина ступицы } l_{\text{СТ}}: \quad l_{\text{СТ}}' = (0,8 \dots 1,5) d \quad (3.4)$$

Принятую длину ступицы $l_{\text{СТ}}$ согласуют с длиной, полученной из расчета шпоночного, шлицевого или соединения с натягом. Если $l_{\text{СТ}} > b_2$, где b_2 – ширина зубчатого венца колеса, то выступающую часть ступицы располагают по направлению действия осевой силы F_a в зацеплении.

Для передачи вращающего момента применяют:

- а) шпоночные соединения;
- б) шлицевые соединения;
- в) соединения с натягом.

3.2 Шпоночные соединения

Наиболее распространенными являются призматические по ГОСТ 23360-78 (рисунок 3.2) и сегментные по ГОСТ 24071-80 шпонки. Сечение шпонки $b \times h$ выбирают в зависимости от d вала по таблице 3.1.

Длина шпонки l определяется конструктивно по длине ступицы $l_{\text{СТ}}$, мм:

$$l' = l_{\text{СТ}} - (5 \dots 10) \quad (3.5)$$

с округлением по ГОСТ (из таблицы 3.1) в

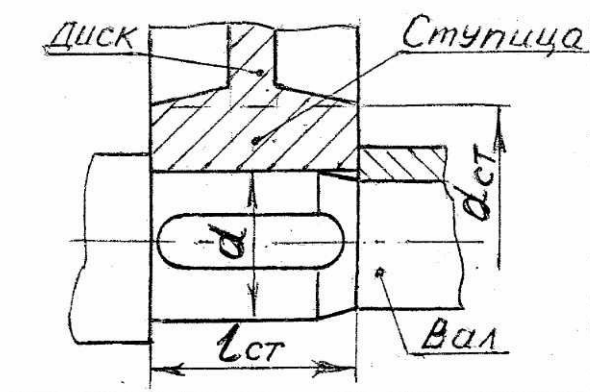


Рисунок 3.1 – Соединение вал–ступица

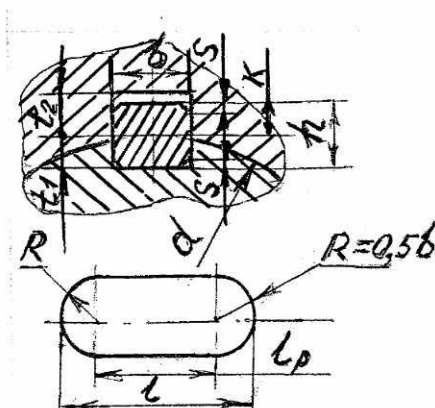


Рисунок 3.2 – Размеры шпонки

ближайшую сторону.

Стандартные шпонки проверяют только на смятие боковых поверхностей по формуле [2, с.128], МПа :

$$\sigma_{\text{СМ}} = 2000T / (dl_p k) \leq [\sigma_{\text{СМ}}], \quad (3.6)$$

где $l_p = l - b$ (для шпонок с двумя скругленными концами) – расчетная длина,
 $k \approx 0,4h$ – глубина врезания шпонки в ступицу;

$[\sigma_{\text{СМ}}] = 325...430$ МПа – допускаемое напряжение смятия для шпонок из стали 45 и Ст5 при коэффициенте запаса прочности $[S] = 2...1,5$.

Таблица 3.1 – Шпонки призматические по ГОСТ 23360-78 [1, с.432]

В миллиметрах

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

Примечания: 1. Длину l выбирают из ряда: 10, 12, 14, 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 мм.

2. Пример обозначения шпонки с размерами $b \times h \times l$:

ШПОНКА 16 x 10 x 100 ГОСТ 23360–78.

Если по результатам расчета напряжений $\sigma_{\text{СМ}}$ получится $l_{\text{СТ}} \geq 1,5d$, то вместо шпоночного соединения целесообразнее применить шлицевое или соединение с натягом.

Для облегчения изготовления вала шпонки на валу рационально делать одного поперечного сечения с расположением их вдоль одной образующей.

Рекомендуемые посадки шпонок в пазы вала и ступицы см. в [1, с.78] и на образцах чертежей.

3.3 Шлицевые соединения

Для соединения вал–ступица применяют прямобоочные по ГОСТ 1139–80 (рисунок 3.3 а), эвольвентные по ГОСТ 6033–80 (рисунок 3.3 б) и треугольные по ОСТ 100092–73 шлицевые соединения.

Посадки и центрирование шлицевых соединений приведены в [1, с.80]. При твердости ступицы $H_{\text{СТ}} < 350$ НВ (до 80% соединений) центрирование прямобоочных шлицев осуществляют по наружному диаметру D (рисунок 3.3 а),

при $H_{CT} > 350 HB$ – по внутреннему диаметру d . Центрирование эвольвентных шлицев, как правило, производят по боковым поверхностям зубьев (рисунок 3.3 б), реже по наружному диаметру D . За номинальный диаметр эвольвентного соединения принимают его наружный диаметр D , в зависимости от которого и назначают размеры шлицевого соединения.

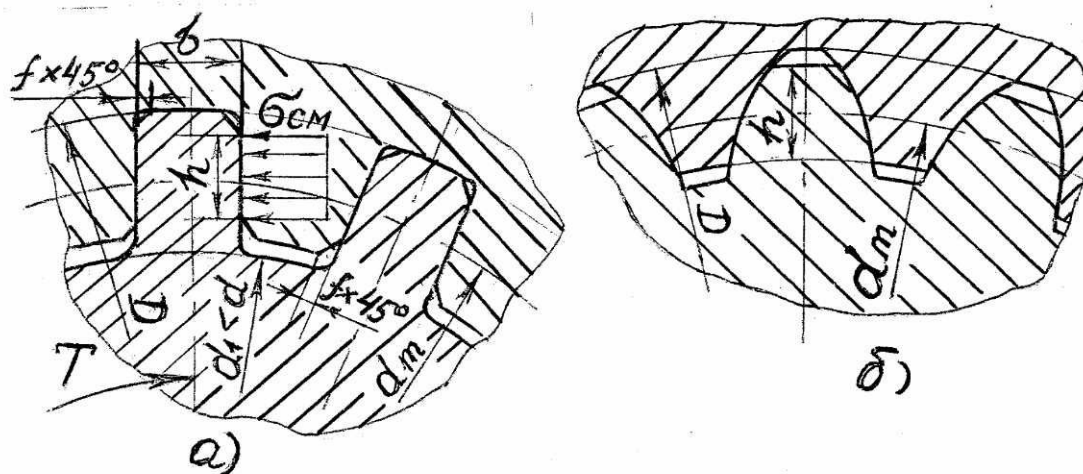


Рисунок 3.3 – Шлицевые соединения (а – прямобочные; б – эвольвентные)
Размеры шлицевых соединений представлены:

- прямобочных в таблице 3.2 [1, с.434], [2, с.133];
- эвольвентных в таблице 3.3 [1, с.434], [2, с.134].

Наружный диаметр D и длину соединения l ($l \leq 1,5 D$) задают при конструировании вала.

В упрощенном расчете шлицевых соединений проверяют на смятие их рабочие поверхности по формуле [2, с.136], МПа :

$$\sigma_{CM} = 2000T / (zd_m h l \psi) \leq [\sigma_{CM}], \quad (3.7)$$

где d_m – средний диаметр соединения мм;

h – высота поверхности контакта зубьев;

l – длина поверхности контакта зубьев;

z – число зубьев;

$\psi = 0,5...0,7$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями и вдоль зубьев.

Для прямобочных шлицев: $d_m = 0,5 (D + d)$; $h = 0,5 (D - d) - 2f$;

для эвольвентных шлицев $d_m = D - 1,1m$; $h = 0,8 m$.

Учет условий работы и износостойкости зубьев относят к допускаемым напряжениям $[\sigma_{CM}]$ (таблица 3.4).

3.4 Соединения с натягом

В последнее время для передачи вращающего момента с колеса на вал все чаще применяют посадки с гарантированным натягом. Нагрузка передается за счет сил трения между сопряженными поверхностями, где необходимое для

Основные параметры	Внутренний диаметр, d , мм															
	18	21	23	26	28	32	36	42	46	52	56	62	72	82	92	102
<i>Л Е Г К А Я С Е Р И Я</i>																
D , мм	—	—	26	30	32	36	40	46	50	58	62	68	78	88	98	108
z	—	—	6			8						10				
b , мм	—	—	6		7	6	7	8	9	10		12			14	16
f , мм	—	—	0,3			0,4				0,5						
<i>С Р Е Д Н Я Я С Е Р И Я</i>																
D , мм	22	25	28	32	34	38	42	48	54	60	65	72	82	92	102	112
z	6					8						10				
b , мм	5		6		7	6	7	8	9	10		12			14	16
f , мм	0,3			0,4					0,5							
<i>Т Я Ж Е Л А Я С Е Р И Я</i>																
D , мм	23	26	29	32	35	40	45	52	56	60	65	72	82	92	102	115
z	10									16			20			
b , мм	3		4			5		6	7	5		6	7	6	7	8
f , мм	0,3			0,4					0,5							
Примечания. 1. Обозначено: D – наружный диаметр; d – внутренний диаметр; z – число шлицев; b – ширина шлица; f – фаска. 2. Наибольшее применение имеют шлицы легкой и средней серий.																

Модуль, m , мм	Номинальный диаметр, D , мм																
	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
	Число зубьев z																
1,25	14	18	22	26	30	34	38										
2,00				16	18	21	24	26	28	31	34	36	38				
3,00								17	18	20	22	24	25	27	28	30	32
5,00														15	16	18	18

Таблица 3.4 – Допускаемые напряжения $[\sigma_{\text{сМ}}]$, МПа, [2, с.136]

Соотношение размеров		Без обра- ботки (200 HB)	Улучше- ние до 300 HB	З а к а л к а, HRC _Э			Цементация, азотирование до 60 HRC _Э
d_m / d_H	e / l			40	45	52	
0,35	0	73	85	105	130	142	158
	0,25	50	60	77	97	105	117
	0,5	38	45	60	75	80	90
0,5	0	47	55	67	85	92	100
	0,25	32	37	47	60	66	72
	0,5	22	26	34	42	45	50

Примечание – d_H – диаметр начальной окружности зубчатого колеса, на котором приложена окружная сила; e – смещение середины ($b_H / 2$) зубчатого венца относительно середины ($l / 2$) шлицевого соединения.

этого нормальное давление создается силами упругих деформаций вала и ступицы.

Большое рассеяние сил сцепления вследствие рассеяния действительных посадочных размеров и коэффициентов трения, циклическое изменение напряжений и усталость материалов поверхностных слоев приводят к ослаблению натяга, микроскольжению поверхностей и их изнашиванию, к, так называемой, контактной коррозии. Натяг в соединении прогрессивно уменьшается и наступает момент, когда колесо провернется на валу.

Для предотвращения этого в соединениях с натягом следует предусматривать запас сцепления K [1, с.81]:

- а) для колес промежуточных валов редукторов $K = 4,5$;
- б) для концов выходных валов редукторов, на которых установлены :
 - 1) соединительные муфты $K = 3$;
 - 2) звездочки цепных передач $K = 3,5$;
 - 3) шкивы ременных передач $K = 4$;
 - 4) колеса открытых зубчатых передач $K = 3,5$.

3.4.1 Цилиндрические соединения с натягом

Расчет соединения включает:

- а) определение потребного давления p на сопряженных поверхностях в зависимости от нагрузки ;
- б) расчет необходимого натяга по величине p и выбор посадки ;
- в) проверку прочности соединяемых деталей.

3.4.1.1 Среднее контактное давление для передачи момента T [1, с.81], МПа :

$$p = 2000TK / \pi f d^2 l . \quad (3.8)$$

Влиянием осевой силы F_a в зацеплении ввиду его малости пренебрегают (например, с учетом F_a давление для цилиндрических и червячных колес увеличивается всего в 1,005 раза, а для конических колес с круговым зубом в 1,02 раза).

Коэффициенты трения f :

Материал пары	Коэффициент f при сборке	
	прессованием	нагревом
сталь – сталь; сталь – чугун	0,08	0,14
сталь – бронза (латунь)	0,05	0,07
чугун – бронза (латунь); сталь – алюминиевый сплав	0,02	0,05
сталь – пластмасса	0,4	—

Формула (3.8) справедлива в предположении равномерного распределения давления по длине соединения. Это допустимо для короткой ступицы при $l/d \leq 1,0$.

3.4.1.2 Потребный минимальный натяг для передачи нагрузки [1, с.82], [2, с.84], мкм :

$$[N_{\min}] \geq \delta + u + \delta_t, \quad (3.9)$$

В формуле (3.9) : 1) $\delta = 10^3 p d (C_1 / E_1 + C_2 / E_2) -$ (3.10)
деформация деталей по формуле Ляме для толстостенных цилиндров из теории упругости, мкм, где C_1, C_2 – коэффициенты жесткости:

$$\begin{aligned} C_1 &= [1 + (d_1 / d)^2] / [1 - (d_1 / d)^2] - \mu_1 ; \\ C_2 &= [1 + (d / d_2)^2] / [1 - (d / d_2)^2] + \mu_2, \end{aligned} \quad (3.11)$$

где d – диаметр соединения, мм;

d_1 – диаметр отверстия пустотелого вала (для сплошного вала $d_1 = 0$);

d_2 – наружный диаметр ступицы, мм;

μ – коэффициент Пуассона : для стали – 0,3; для чугуна – 0,25; для бронзы (латуни) – 0,35 ;

E – модуль упругости, МПа ; для стали – $2,1 \cdot 10^5$, чугуна – $0,9 \cdot 10^5$; оловянной бронзы – $0,8 \cdot 10^5$; безоловянной бронзы и латуни – 10^5 .

$$2) u = 5,5 (Ra_1 + Ra_2) - \quad (3.12)$$

поправка на обмятие микронеровностей, где Ra_1 и Ra_2 – средние арифметические отклонения профиля поверхностей (из чертежа или [1, с.349]).

$$3) \delta_t = 10^3 d [(t_2 - 20^0) \alpha_2 - (t_1 - 20^0) \alpha_1] - \quad (3.13)$$

поправка на температурную деформацию, мкм,

где α_1, α_2 – коэффициенты линейного температурного расширения, $1/^\circ\text{C}$: для стали – $12 \cdot 10^{-6}$; чугуна – $10 \cdot 10^{-6}$; бронзы, латуни – $19 \cdot 10^{-6}$;

t_1, t_2 – соответственно объемная температура охватываемой и охватывающей деталей, $^\circ\text{C}$.

Особенно следует учитывать δ_t при подборе посадки зубчатых венцов червячных колес, которые значительно нагреваются при работе передачи.

3.4.1.3 Максимальный натяг, допускаемый прочностью охватывающей детали (ступицы, червячного венца и т.д.), мкм :

$$[N_{\max}] \leq \delta [p_{\max}] / p + u, \quad (3.14)$$

$$\text{где } [p_{\max}] = 0,5 \sigma_{T2} [1 - (d / d_2)^2] - \quad (3.15)$$

максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали по пределу текучести σ_{T2} , МПа.

3.4.1.4 Выбор стандартной посадки по соотношениям $[N_{\min}] \leq N_{\min\Pi}$ и $[N_{\max}] \geq N_{\max\Pi}$, где $N_{\min\Pi}$ и $N_{\max\Pi}$ – соответственно минимальный и максимальный вероятностные натяги посадки по таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Значения вероятностных натягов $N_{\min\Pi} / N_{\max\Pi}$, мкм, для посадок [1, с.83]

Интервалы диаметров d , мм	Н а т я г и $N_{\min\Pi} / N_{\max\Pi}$, мкм, д л я п о с а д о к										
	$H7/p6$	$H7/r6$	$H8/s7$	$H7/s6$	$H7/s7$	$H7/i6$	$H8/u8$	$H7/u7$	$H8/x8$	$H8/z8$	$H8/za8$
Св.30 до 40	7	15	13	24	25	29	32	42	52	84	120
						58	88	78	108	140	175
Св.40 до 50	36	44	59	53	61	35	42	52	69	108	152
						64	98	88	125	164	207
Св.50 до 65	9	18	18	30	32	43	55	66	90	140	193
		53	72	65	74	78	119	108	154	204	258
Св.65 до 80	44	20	24	36	38	52	70	81	114	178	241
		55	78	71	80	87	134	123	178	242	306
Св.80 до 100	10	24	29	44	46	64	86	99	140	220	297
		65	93	85	96	105	162	149	216	296	373
Св.100 до 120	51	27	37	52	54	77	106	119	172	272	362
		68	101	93	104	118	182	169	248	348	438
Св.120 до 140		32	43	61	64	91	126	142	204	320	425
		79	117	108	120	138	214	193	292	410	514
Св.140 до 160	12	34	51	69	72	103	155	171	236	370	490
		81	125	116	128	150	243	227	324	460	579
Св.160 до 180	59	37	59	77	80	115	166	182	266	420	555
		84	133	124	136	162	254	238	354	510	644
Св.180 до 200	14	41	66	86	89	130	185	203	299	469	619
	69	95	152	140	155	184	287	269	401	571	721

3.4.1.5 Для выбранной посадки определяют силу запрессовки или температуру нагрева охватываемой детали.:

1. Сила прессования [1, с.83], Н

$$F_{\Pi} = \pi d l p_{\max} f_{\Pi}, \quad (3.16)$$

где $p_{\max} = (N_{\max\Pi} - u) / \delta$ – давление от натяга $N_{\max\Pi}$ выбранной посадки, МПа;

f_{Π} – коэффициент сцепления при прессовании :

Материал пары	Коэффициент f_{Π}
сталь – сталь	0,20
сталь – чугун	0,14
сталь – бронза, латунь	0,10
чугун – бронза, латунь	0,08

2. Температура нагрева охватываемой детали, $^{\circ}\text{C}$, [1, с.83]:

$$t^0 = 20^0 + (N_{\max\Pi} + Z_{\text{СБ}}) / (10^3 d \alpha_2) \leq [t^0], \quad (3.17)$$

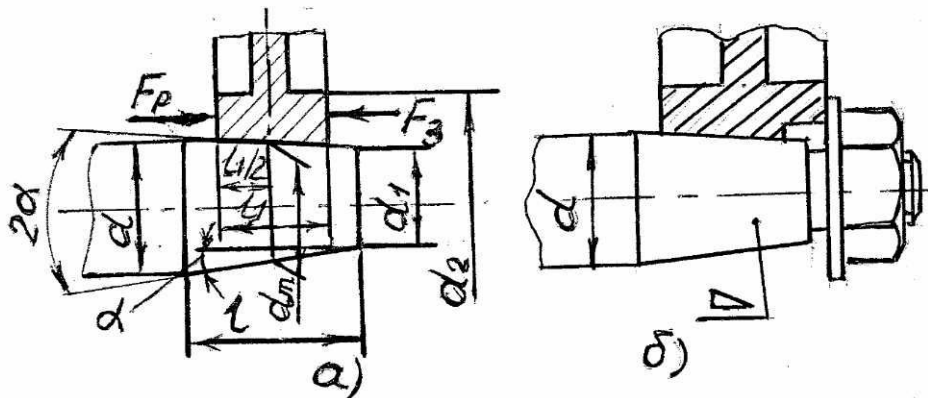
где $Z_{\text{СБ}}$ – зазор для удобства сборки, мкм, принимаемый в зависимости от диаметра вала d :

d , мм	св. 30 до 80	св. 80 до 180	св.180 до 400
$Z_{\text{СБ}}$, мкм	10	15	20

Температура t^0 не должна вызывать структурных изменений в материале при нагреве : для стали $[t^0] = 230...240^0C$ для бронзы $[t^0] = 150...200^0C$.

3.4.2 Конические соединения с натягом

Различают прессовые (рисунок 3.4а) и затяжные (гайкой) (рисунок 3.4б) конические соединения с натягом.



Эти соединения считаются перспективными и их применение расширяется за счет более точного установления и контроля натяга (по осевому смещению),

Рисунок 3.4 – Конические соединения с натягом
возможности неограниченного числа разборок и сборки.

Конусность $K = (d - d_1) / l = 2 \operatorname{tg} \alpha$, где $l = (1...1,2)d$ – длина конуса, α – угол наклона образующей.

Для прессовых бесшпоночных соединений рекомендуется $K = 1 : 100... 1 : 50$, для затяжных соединений – $K = 1 : 20... 1 : 5$. Для конических концов валов по ГОСТ 12081–72 $K = 1 : 10$.

При передаче момента T необходимое давление p на поверхности деталей определяется по формуле (3.8), как для цилиндрических соединений:

$$p = 2000ST / (\pi f d_m^2 l_1), \quad (3.18)$$

где $S = 1,3...1,5$ – [3, с.117] коэффициент запаса сцепления;

f – коэффициент трения пары вал–ступица (см. с.9);

d_m – средний диаметр соединения; на практике принимают $d_m = (d + d_1)/2$;

l_1 – длина соединения.

Потребная сила затяжки (запрессовки) соединения для передачи момента

$$F_3 = 10^3 ST (2 + K / f_{\Pi}) / d_m, \quad (3.19)$$

где f_{Π} – коэффициент сцепления при прессовании (см. с.11).

Максимально допустимая сила затяжки по условию прочности [3, с.117];

$$F_{3\max} = 0,5 \sigma_{T2} \pi d_m l_1 (f_{\Pi} + 0,5K) [1 - (d_m / d_2)^2], \quad (3.20)$$

где d_2 – наружный диаметр ступицы, мм;

σ_{T2} – предел текучести материала ступицы, МПа.

Потребная сила распрессовки соединения

$$F_P = 10^3 ST (2 - K / f_{\Pi}) / d_m \quad (3.21)$$

3.5 Опоры вала – подшипники

В соответствии с установившейся практикой проектирования и эксплуатации машин тип подшипников качения (в дальнейшем обозначено ПК) выбирают по следующим рекомендациям [1, с.47].

3.5.1 Для цилиндрических прямозубых и косозубых колес редукторов чаще всего применяют шариковые радиальные и радиально–упорные ПК. При чрезмерно больших размерах шариковых ПК (при невыполнении условий компоновки ступеней редуктора) применяют роликовые конические ПК.

3.5.2 Для конических и червячных колес необходима точная и жесткая фиксация (регулирование) в осевом направлении. В качестве опор для них используют роликовые конические ПК.

3.5.3 Для опор валов конических шестерен по тем же соображениям применяют роликовые конические ПК. При частоте вращения $n > 1500 \text{ мин}^{-1}$ выбирают шариковые радиально–упорные ПК.

3.5.4 Для опор червяков, нагруженных большими осевыми силами, применяют роликовые конические ПК. При длительной непрерывной работе с целью снижения тепловыделения используют также шариковые радиально–упорные ПК.

3.5.5 Для опор "плавающих" валов применяют радиальные с короткими цилиндрическими роликами ПК.

3.5.6 Схемы установки ПК

Валы (кроме "плавающих") должны быть зафиксированы в опорах от осевых перемещений. По способности фиксировать осевое положение вала опоры разделяют на фиксирующие (односторонние и двухсторонние) и "плавающие" (осевое перемещение вала в любом направлении не ограничено). Фиксирующая опора воспринимает радиальную и осевую силы, "плавающая" – только радиальную.

На коротких валах ($l / d \leq 8...10$, где l – расстояние между внутренними торцами ПК, d – диаметр вала под ПК) для односторонних фиксирующих радиально–упорных ПК применяют схемы установки "*враспор*" и "*врастяжку*": "*враспор*" – при расположении элементов передач внутри опор; "*врастяжку*" – при консольном (снаружи) расположении передач.

Для длинных валов ($l / d > 10$) одну опору выполняют двухсторонне–фиксирующей, другую "плавающей". В этом случае в качестве "плавающей" устанавливают опору, нагруженную наибольшей радиальной силой (для более равномерного износа ПК). Кроме того, фиксирующую опору рекомендуется выполнять вблизи выходного конца вала при соединении его муфтой с валом другой сборочной единицы.

3.5.7 При установке ПК на вал и в корпус необходимо выдерживать размеры заплечиков t (рисунок 3.5), позволяющих разместить захваты лап съемников за кольца ПК при их демонтаже.

Высоту t заплечиков определяет размер r фаски подшипников.

Наименьшую высоту t принимают равной [1, с.114] :

r , мм	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
t , мм	1,0	1,8	2,5	3,0	4,0	4,8	5,5	6,5

Обычно t принимают равной половине толщины кольца ПК.

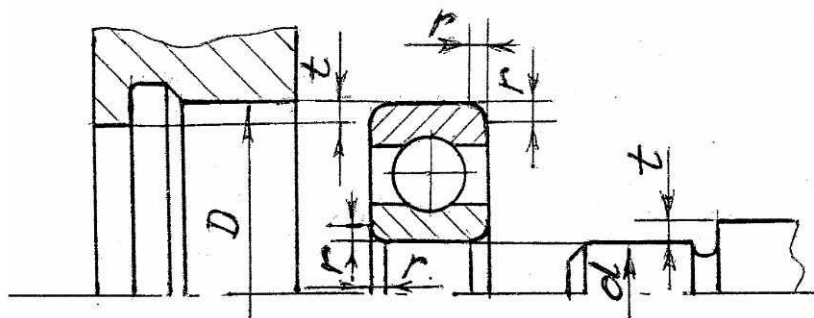


Рисунок 3.5 – Заплечики t для подшипников качения

Следует иметь в виду, что у конических роликовых ПК сепаратор выступает за торец наружного кольца. Поэтому смежные с ПК детали должны отстоять на 4...6 мм от торца подшипника.

3.6 Входные и выходные концы валов и их уплотнения

3.6.1 Входные и выходные концы валов выполняют цилиндрическими по ГОСТ 12080–66 (рисунок 3.6,а, таблица 3.6) и коническими по ГОСТ 12081–72 (рисунок 3.6,б, таблица 3.7).

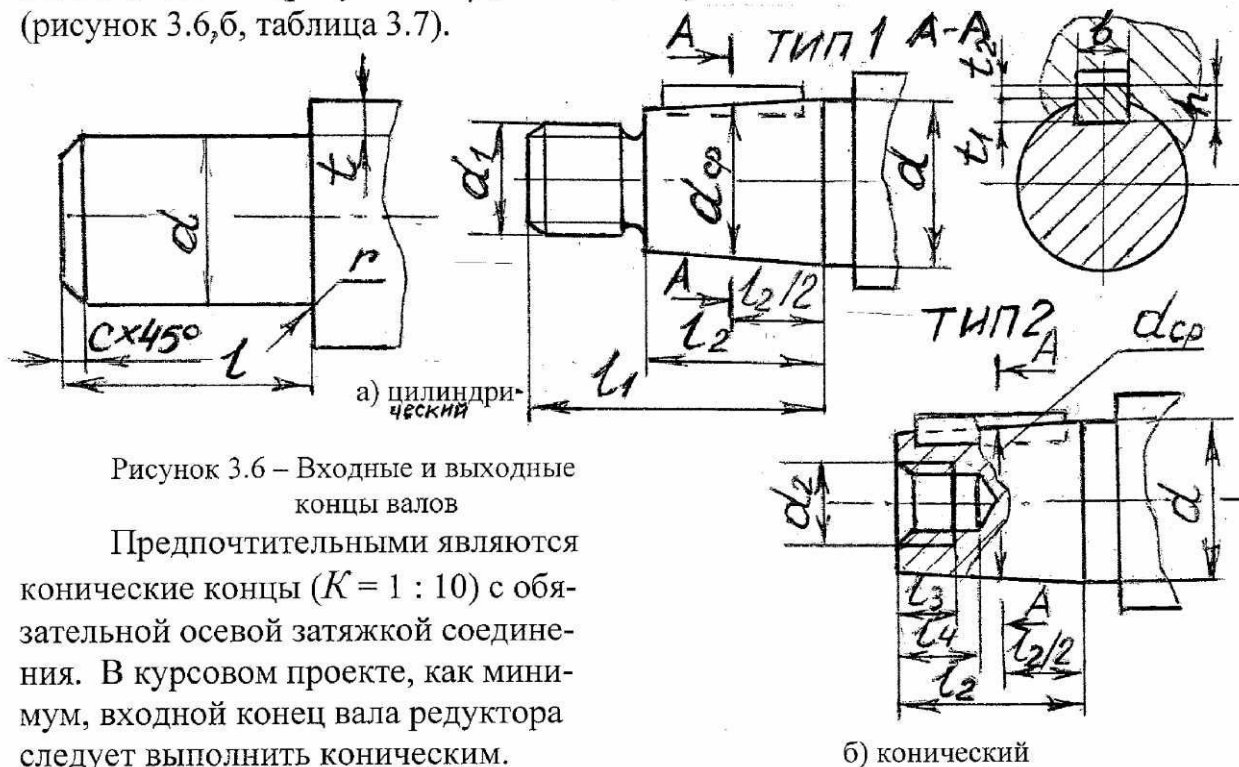


Рисунок 3.6 – Входные и выходные концы валов

Предпочтительными являются конические концы ($K = 1 : 10$) с обязательной осевой затяжкой соединения. В курсовом проекте, как минимум, входной конец вала редуктора следует выполнить коническим.

Таблица 3.6 – Размеры цилиндрических концов валов по ГОСТ 12080–66, мм, [1, с.432]

d	l		r	c	d	l		r	c
	исполнение					исполнение			
	1	2				1	2		
20, 22	59	36	1,6	1,0	50, 55	110	82	2,5	2,0
25, 28	60	42			60, 70	140	105		
32, 36	80	58	2,0	1,6	80, 90	170	130	3,0	2,5
40,45	110	82			100, 110	210	165		

Примечания: 1. Исполнения: 1 – длинные; 2 – короткие.

2. Поля допусков d : до 30 мм – $j6$, св.30 до 50 мм – $k6$, св.50 мм – $m6$.

Таблица 3.7 – Размеры конических концов валов по ГОСТ 12081–72, мм, [1, с.432]

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	M12 x 1,25	M6	9	11,3
22			20,2								
25	60	42	22,9	5	5	3,0	2,3	M16 x 1,5	M8	14	15,7
28			25,9								
32	80	58	29,1	6	6	3,5	2,8	M20 x 1,5	M10	17	19
36			33,1						M12	20	22,3
40	110	82	35,9	10	8	5	3,3	M24 x 2	M16	26	28,5
45			40,9	12				M30 x 2			
50			45,9					M36 x 2			
56			51,9	14	9	5,5	3,8	M36 x 3	M20	32	35,0
63	140	105	57,75	16	10	6	4,3	M42 x 3	M24	36	39,3
71			65,75	18	11	7	4,4	M48 x 3			
80	170	130	73,5	20	12	7,5	4,9	M56 x 4	M30	44	47,9
90			83,5	22	14	9	5,4	M64 x 4			

3.6.2 Для герметизации подшипниковых узлов на входных и выходных концах валов используют разнообразные уплотнительные устройства. Из них самыми распространенными являются манжетные уплотнения, применяемые при скоростях v до 20 м/с (тип 1 – манжеты однокромочные, тип 2 – однокромочные с пыльником) по ГОСТ 8752–79 (рисунок 3.7) из шести групп резины.

Размеры манжет даны

в таблице 3.8 [1, с.432]

Пример обозначения

манжеты типа 1 для d

$= 50$ мм с $D_1 = 72$ мм

из резины группы 4:

МАНЖЕТА 1 – 50 x

72 – 4 ГОСТ 8752–79.

Схемы установки ман-

жет для жидкой (рабо-

чей кромкой внутрь) и

пластичной (рабочей

кромкой наружу плюс

мазеудерживающее кольцо) смазок см. [1, с.181].

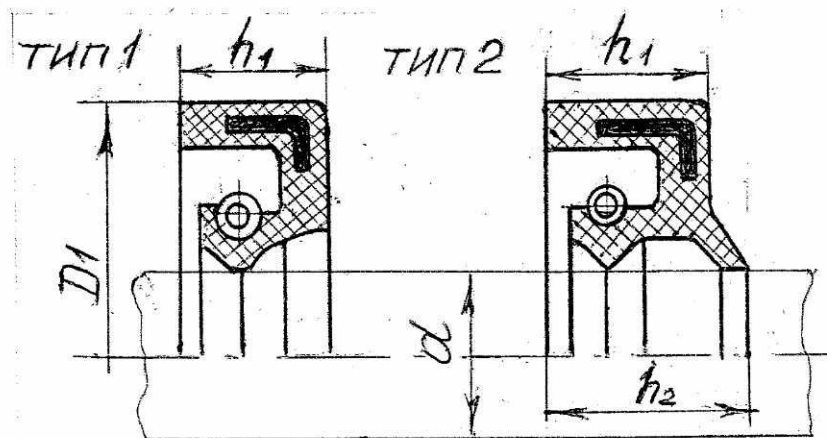


Рисунок 3.7 – Манжеты

Таблица 3.8 – Размеры манжет по ГОСТ 8752–79, мм

d	D_1		h_1	h_2	d	D_1		h_1	h_2
	1 ряд	2 ряд	1 и 2 ряды			1 ряд	2 ряд	1 и 2 ряды	
20	40	35	8	12	45	65	62	10	14
		37					70		
		38					65		

Окончание таблицы 3.8

d	D_1		h_1	h_2	d	D_1		h_1	h_2			
	1 ряд	2 ряд	1 и 2 ряды			1 ряд	2 ряд	1 и 2 ряды				
20	40	42	10	14	48	70	72	10	14			
21		37	8	12	50		75					
22		42	10	14			80	12	16			
		35	8	12	52	75	72	10	14			
24		42	10	14		80	12	16				
		45			75	75	10	14				
25	42	40	8	12	55	80	82	12	16			
		45	10	14			56	—	10	14		
26	45	40	8	12	58		75	82			12	16
		47	10	14			80	10	14			
28	—	45			60		85			82		
		47								80		
		50			62	—	82					
30	52	—					85			90	12	16
		45					58			10	14	90
50	95											
35	47	63	90	—	12	16						
	50			65				95				
	36	55	67	—	90	10		14				
57		68			95							
38		52	70	95	100	10	14					
	55	71			—							
	40	60	55	75	100	102	12	16				
58												
62												

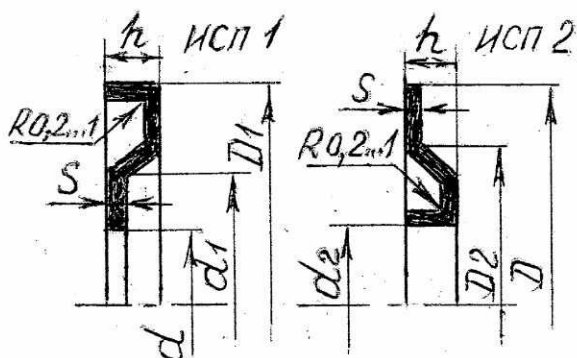


Рисунок 3.8 – Стальные уплотнительные шайбы

На рисунке 3.8 и в таблице 3.9 приведены размеры уплотнительных стальных шайб [1, с.429], находящихся все большее применение. Установку стальных шайб в подшипниковых узлах см. [1, с.183, 187], [4, с.201].

3.7 Осевая фиксация насаженных деталей

Чаще всего роль осевых фиксаторов насаженных на вал деталей играют выступы (бурты, заплечики) на отдельных участках (ступенях) вала. В заплечики упираются торцы деталей. Вал в этом случае называют ступенчатым.

Таблица 3.9 – Размеры уплотнительных стальных шайб, мм

Диаметры ПК		Общие размеры		И с п о л н е н и е 1			И с п о л н е н и е 2		
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>S</i>	<i>h</i>	<i>D</i> ₁	<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>D</i>	<i>D</i> ₂
20	47	0,3	2	41,2	20	29	25,7	47	37
	44,8			33		27,2	52	40	
25	52		47	25	36	31,5		62	42
	62		54,8		40	32,2	72		47
30			72	56,2	30	44		36,3	72
	35		64,8	35		48	37,2	80	
80			70,7		40	54	45		90
	40		72,7	45		57	48	100	
90			80,5		50	60	51		110
45	85		55	61		53	120	93	
	100			75	56	130			102
50	90		60	67	57,5		140	110	
	110			80	62	150			120
55	100		65	75	64,5		160	125	
	120			89	67	170			130
60	110		70	85	70		180	140	
	130			95	73	190			150
65	120		75	90	74,5		200	160	
	140	100		76,5	210	170			
70	125	0,3	3,5	124,5			70	95	79,5
	150			115,8	110	82,6		150	120
75	130	0,5	3,5	137,0	75	100	85	130	105
	160			120,5		110	87,2	160	125
				147,0					

"Съемные" заплечики образуют распорными втулками или кольцами. Это особенно имеет место на гладких (постоянного диаметра) участках валов.

Валы следует выполнять с минимумом ступеней, что устраняет концентрацию напряжений, сокращает расход металла и время обработки.

Разнообразные способы осевой фиксации деталей на валах см. в [1, с.85]. При соединении с натягом деталь устанавливается на гладком валу, осевая фиксация в этом случае необязательна, она обеспечивается силами трения.

3.8 Прочие элементы вала

Радиусы r галтелей при переходе с одного участка вала на другой, фаски s следует принимать по рекомендациям [1, с.158], мм:

d	20...28	32...45	50...70	80...100
r	1,6	2,0	2,5	3,0
s	1,0	1,6	2,0	2,5

Диаметры фрезы D_F при нарезании зубьев на валах–шестернях [1, с.160]

m , мм	2...2,25	2,5...2,75	3...3,75	4...4,5	5...5,5
D_F , мм, при 7	90	100	112	125	140
степени точности 8...10 ...	70	80	90	100	112

Диаметры шлицевых фрез D_{Φ} для прямобочных шлицев средней серии [1, с.159], мм :

d	20...22	25...28	32...38	42...48	54...65	72...92
D_{Φ}	63	70	80	90	100	112

Канавки для выхода шлифовального круга (рисунок 3.9: "а, б" – на валу; "в" – в отверстии) [1, с.139] .

Размеры, мм				
d	b	h	R	R_1
Св 10 до 50	3	0,25	1,0	0,5
Св 50 до 100	5	0,5	1,6	0,5
Св. 100	8	0,5	2,0	1,0

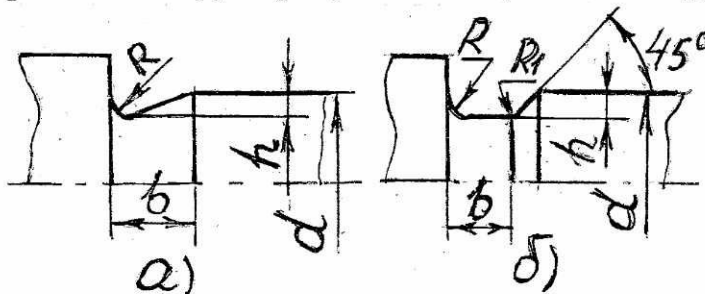


Рисунок 3.9 – Канавки для выхода шлифовального круга

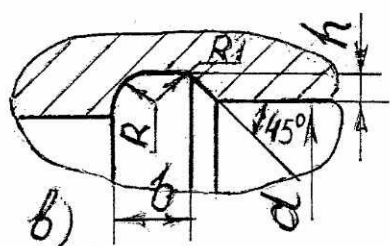


Рисунок 3.9 (продолжение)

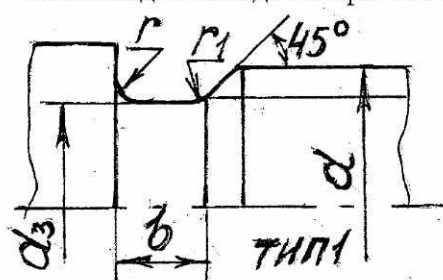


Рисунок 3.10 – Проточки для выхода резьбонарезного инструмента

Размеры проточки по рисунку 3.10, мм					Проточки (тип 1) для выхода инструмента при нарезании метрической резьбы по ГОСТ 10549–80 показаны на рисунке 3.10. Для повышения технологичности радиусы галтелей, размеры фасок, канавки для выхода инструмента и шпоночные пазы на одном валу желательно принимать одинаковыми.
Шаг резьбы	b	r	r_1	d_3	
1,00	3	1,0	0,5	$d - 1,5$	
1,25	4			$d - 1,8$	
1,50				$d - 2,2$	
1,75				$d - 2,5$	
2,00	5	1,6	1,0	$d - 3,0$	
2,50	6			$d - 3,5$	
3,00				$d - 4,5$	

Для удобства фрезерования шпоночные пазы располагают по одной образующей. Ширина пазов выбирается по меньшему диаметру вала.

Правила нанесения размеров, предельные отклонения, допуски формы и расположения поверхностей, шероховатости участков для валов приведены в [1, с.354].

Примеры конструирования валов различных передач см. в [1, с.158...164, 189...212].

Примечание. Для общих принципов конструирования можно также использовать пособия Дунаева П.Ф., Леликова О.П. с тем же названием, что и [1], 2000, 1998, 1985 годов издания, а также [4] и [5].

4 ПРИМЕР ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ВАЛА

В качестве примера рассмотрим промежуточный вал коническо-цилиндрического редуктора. Схема вала представлена на рисунке 4.1.

На валу находятся съемное коническое колесо $z_{2Б}$ и выполненная за одно целое с валом шестерня $z_{1Т}$.

На рисунке 4.1 обозначено :

1 – ось продольной симметрии редуктора (ось вала конической шестерни $z_{1Б}$);

O_K – вершина делительных конусов;

P_1, P_2 – полюса зацеплений ступеней передач (точки приложения сил).

4.1 Исходные данные для расчета

1. Материал вала – сталь 40Х ГОСТ4543–71 (по материалу зубьев $z_{1Т}$): термообработка – улучшение, кроме зубьев шестерни (закалка ТВЧ), по таблице 1.1 ($d \leq 120$ мм) $\sigma_B = 900$ МПа, $\sigma_T = 750$ МПа.

2. Вращающий момент и частота вращения : $T = 209$ Н·м, $n = 357,5$ мин⁻¹.

3. Размеры конической ступени: а) шестерни $z_{1Б}$: $d_{e1} = 62,5$ мм, $\delta_1 = 14,036243^0$ ($14^0 02' 10''$); б) колеса $z_{2Б}$: $d_{e2} = 250$ мм, $d_{m2} = 214,1$ мм, $\delta_2 = 75,963757^0$ ($75^0 57' 50''$); в) ширина венца $b = 36$ мм; внешнее конусное расстояние $R_e = 110,35$ мм.

Размеры цилиндрической ступени : а) шестерни $z_{1Т}$: $d_1 = 80$ мм, $d_f1 = 72,5$ мм, $b_1 = 63$ мм; б) колеса $z_{2Т}$: $b_2 = 56$ мм ; в) угол наклона зубьев $\beta = 12,8389^0$ ($12^0 50' 20''$), диаметр вала колеса $d = 56$ мм.

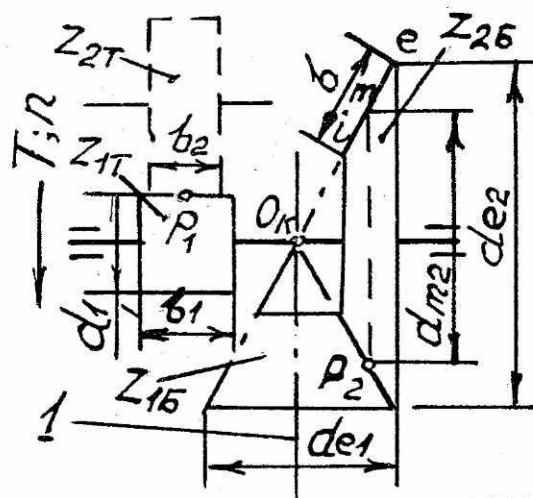


Рисунок 4.1 – Схема вала

4.2 Диаметр вала из расчета на кручение

По формуле (2.1) из условия прочности $d' \geq 10[209 / (0,2 \cdot 25)]^{1/3} \geq 34,7$ мм, где $[\tau] = (0,025 \dots 0,03) \cdot 900 = 22,5 \dots 27$ МПа; принято $[\tau] = 25$ МПа. По ГОСТ 6636–69 выбираем $d = 36$ мм.

По рекомендациям [1, с.42] из условия прочности и жесткости для промежуточного вала по формуле (2.3) : $d' \geq (6 \dots 7) T^{1/3} \geq (6 \dots 7) 209^{1/3} = 35,6 \dots 41,5$ мм. Вал на роликоподшипниках. Округляя по ГОСТ 6636–69, получим $d = 40$ мм.

Итак, для дальнейших расчетов принимаем под колесом $z_{2Б}$ $d = 40$ мм.

Условие прочности по диаметру впадин шестерни $d_f1 \geq d = 72,5$ мм > 40 мм. выполняется.

4.3 Усилия в передачах

На рисунке 4.2 дана схема сил, приложенных в полюсах P_1 и P_2 . Вращение вала правое. Допустим для колеса z_2 правый наклон кругового зуба. Вращение n и наклон зубьев совпадают. Тогда в формулах сил конической передачи [6, с.21] следует принять верхние знаки.

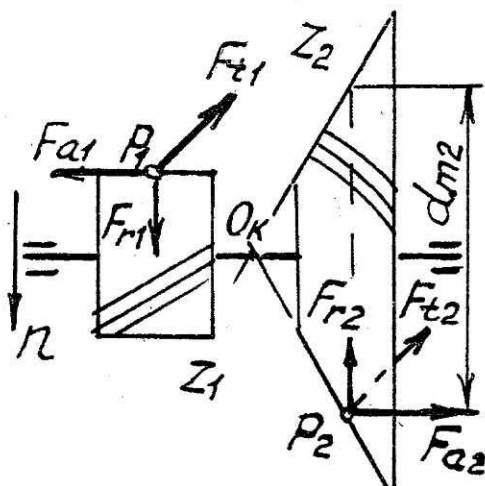


Рисунок 4.2 – Силы в зацеплениях

Окружное усилие на колесе:

$$F_{t2} = 2000T / d_{m2} = 2000 \cdot 209 / 214,1 = 1952 \text{ Н}$$

Радиальное усилие на колесе :

$$F_{r2} = 1952 (\operatorname{tg} 20^\circ \sin 14,036243^\circ + \sin 35^\circ \times \cos 14,036243^\circ) / \cos 35^\circ = 1537 \text{ Н.}$$

Осевое усилие на колесе :

$$F_{a2} = 1952 (\operatorname{tg} 20^\circ \cos 14,036243^\circ - \sin 35^\circ \times \sin 14,036243^\circ) / \cos 35^\circ = 510 \text{ Н.}$$

Так как силы F_{r2} и F_{a2} получились положительными, то правый наклон зубьев колеса Z_2 выбран правильно.

Для взаимокompенсации осевых сил (рисунок 4.2) $F_{a1} - F_{a2}$ зубья шестерни Z_1 должны иметь левый наклон.

Силы на шестерне цилиндрической передачи [6, с.21] :

$$F_{t1} = 2000T / d_1 = 2000 \cdot 209 / 80 = 5225 \text{ Н; } F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta = 5225 \operatorname{tg} 12,8389^\circ = 1191 \text{ Н;}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_t = 5225 \cdot 0,3733 = 1950 \text{ Н, где } \operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 12,8389^\circ = 0,3733, \alpha_t = \arctg \alpha_t = 20,4708^\circ - \text{делительный угол профиля в торцовом сечении.}$$

$$\text{Внешняя осевая сила } F_A = F_{a1} - F_{a2} = 1191 - 510 = 681 \text{ Н.}$$

4.4 Конструирование вала

На рисунке 4.3а представлена конструкция вала, выполненная в следующей последовательности :

1. От оси вала 1 тонкими линиями 2 откладываем "гладкий" диаметр $d = 40$ мм.
2. Редуктор КЦ должен иметь симметричный корпус относительно оси 3 быстрого (входного) вала конической шестерни $Z_{1Б}$. Точка пересечения осей 1 и 3 – вершина O_K делительных конусов.

3. На расстоянии $0,5d_{e2} = 125$ мм проводим линии 4. Из вершины O_K радиусами $R_e = 110,35$ мм на линиях 4 делаем засечки и из вершины O_K проводим в них образующие 5 делительных конусов. По линиям 5 откладываем ширину венца $b = 36$ мм.

4. В виде обстановки тонкими линиями строим делительный контур 6 конической шестерни $Z_{1Б}$.

5. Расстояние c от O_K до торца ступицы колеса $Z_{2Б}$:

$$c = 0,5d_{e1} - b \sin \delta_1 = 0,5 \cdot 62,5 - 36 \sin 14,036243^\circ = 22,5 \text{ мм.}$$

По формуле (3.4) длина ступицы $l_{CT}' = (0,8 \dots 1,5) 40 = 32 \dots 60$ мм.

Планируя соединение "колесо $Z_{2Б}$ – вал" с натягом из условия $l_{CT} / d = 1$, принимаем $l_{CT1} = 40$ мм.

6. Зазоры между торцами зубьев, торцами ступицы и внутренней стенкой корпуса (линии 7) $\Delta = 10$ мм (определены ранее, до расчета валов по рекомендациям для корпусных деталей). Тогда длина "ОК – линия 7" справа будет равна : $c + l_{CT1} + \Delta = 22,5 + 40 + 10 = 72,5$ мм.

7. Соблюдая условие симметрии, влево от точки O_K откладываем 72,5 мм (левая линия 7), от линии 7 – зазор $\Delta = 10$ мм и ширину шестерни $Z_{1Т}$ $b_1 = 63$ мм. Получим длину слева $10 + 63 = 73$ мм. Разность $72,5 - 73 = -0,5$ мм означает, что $Z_{1Т}$ заходит за точку O_K вправо на 0,5 мм. Расстояние между торцами $Z_{1Т}$ и $Z_{2Б}$ $K = c - 0,5 = 22$ мм. Втулка (или

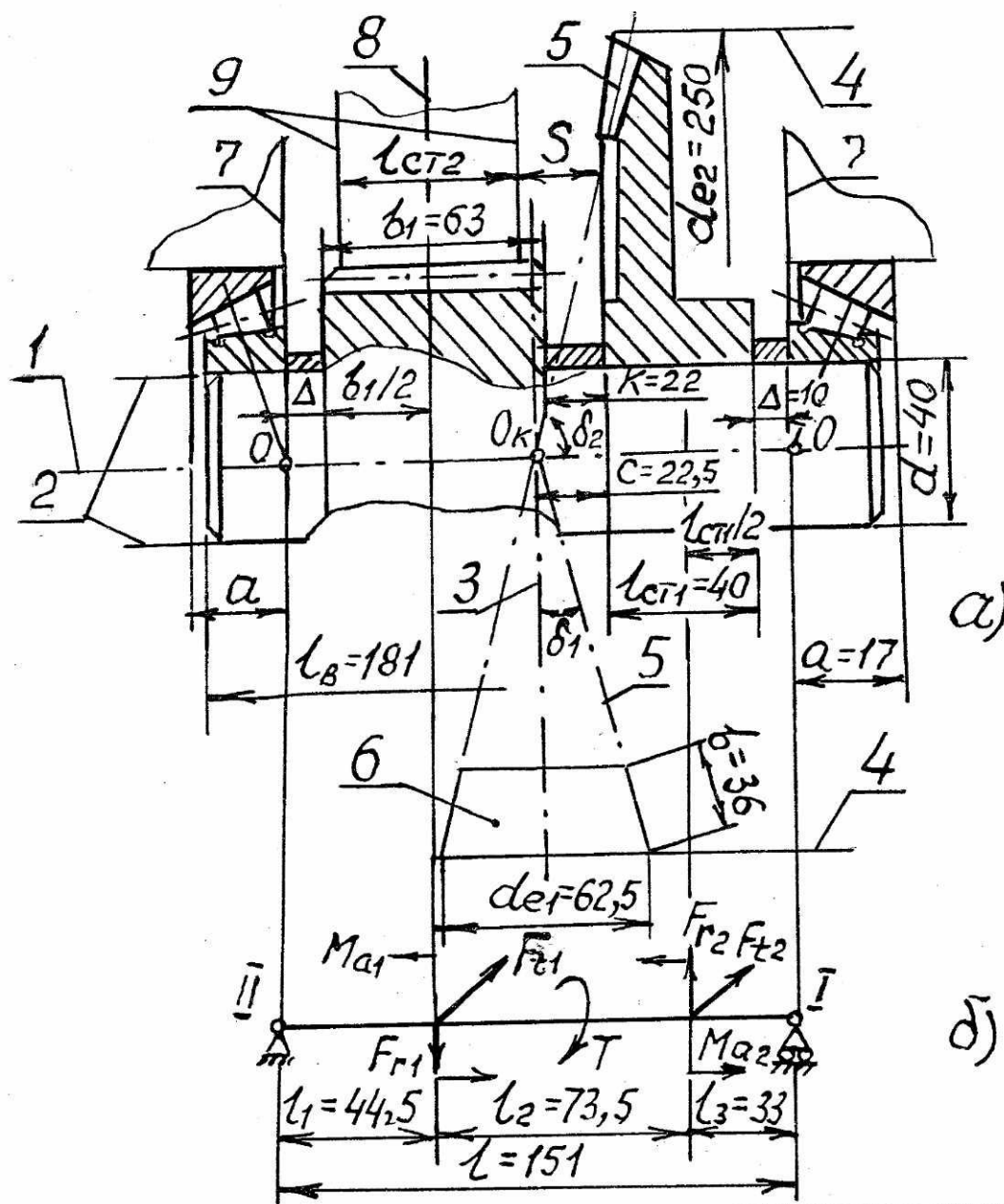


Рисунок 4.3 – Конструкция (а) и расчетная схема (б) вала

буртик) длиной K – это компенсатор, регулирующий симметрию корпуса редуктора КЦ.

Длина ступицы колеса Z_{2T} $l_{CT2}' = (0,8...1,5) 56 = 44...82,5$ мм, принимаем $l_{CT2} = b_2 = 56$ мм. Проводим линию 8 через середину z_{1T} ($0,5b_1$), от нее откладываем $0,5 l_{CT2} = 28$ мм в обе стороны. Проверяем условие зазора $S \geq \Delta$ между торцами соседних колес Z_{2B} и Z_{2T} : $S = 0,5 (b_1 + l_{CT2}) + K = 0,5 (63 + 56) + 22 = 25,5$ мм $> \Delta = 10$ мм. Условие соседства колес выполняется.

8. Предварительно для опор вала назначаем роликовые конические ПК легкой серии по ГОСТ 27365–87 [1, с.422]: 7208A, $d \times D \times T = 40 \times 80 \times 20$ мм, $B = 18$ мм, $e = 0,37$. Схема установки – "враспор". Размеры B и T откладываем от линии 7. Тогда конструктивная длина вала получается равной: $l_B' = 2 (B + \Delta) + b_1 + K + l_{CT1} = 2 (18 + 10) + 63 + 22 + 40 = 181$ мм.

9. Рекомендации по разработке конструкции других валов передач приведены в [1, с.42].

5 ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛ – СТУПИЦА

5.1 Соединение с натягом

Для соединения конического колеса с валом по результатам, полученным в разделе 4, требуется рассчитать посадку с гарантированным натягом.

Запас сцепления ступицы с валом (с.9) $K = 4,5$.

По формуле (3.8) : $p = 2000TK / \pi f d^2 l$, где $T = 209$ Н·м, $f = 0,08$ (сталь – сталь, сборка прессованием), $d = 40$ мм, $l = l_{СТ1} = 40$ мм, получим :

$$p = 2000 \cdot 209 / \pi \cdot 0,08 \cdot 40^2 \cdot 40 = 26 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты жесткости (3.11) : $C_1 = -\mu_1 = -0,3$ (так как вал сплошной, то $d_1 = 0$); $C_2 = [1 + (40 / 60)^2] / [1 - (40 / 60)^2] + 0,3 = 2,9$, где $d_2 = d_{СТ'} = (1,5 \dots 1,55) 40 = 60 \dots 62$ мм; принято $d_{СТ'} = 60$ мм.

Деформация деталей по формуле (3.10) :

$$\delta = 10^3 \cdot 26 \cdot 40 (-0,3 + 2,9) / (2,1 \cdot 10^5) = 12,9 \text{ мкм.}$$

Поправка на обмятие микронеровностей по формуле (3.12), где $Ra_1 = Ra_2 = 0,8$ мкм [1, с.349], $u = 5,5$ ($0,8 + 0,8$) = 8,8 мкм. Так как $t_1 = t_2 = 20^\circ$, то $\delta_t = 0$.

Потребный минимальный натяг по формуле (3.9) : $[N_{\min}] \geq 12,9 + 8,8 = 21,7$ мкм.

Максимальное давление, допускаемое прочностью ступицы ($\sigma_{12} = 750$ МПа – сталь 40Х) : $[p_{\max}] = 0,5 \cdot 750 [1 - (40 / 60)^2] = 208$ МПа.

Максимальный натяг (3.14) : $[N_{\max}] \leq 12,9 \cdot 208 / 26 + 8,8 = 112$ мкм.

По таблице 3.5 из условий $[N_{\min}] \leq N_{\min II}$ и $[N_{\max}] \geq N_{\max II}$ для $d = 40$ мм будем иметь посадку $H8 / x8$, для которой $N_{\min II} = 52$ мкм $> [N_{\min}] = 21,7$ мкм. $N_{\max II} = 108$ мкм $< [N_{\max}] = 112$ мкм.

Сила запрессовки ступицы по формуле (3.16) : $F_{11} = \pi \cdot 40 \cdot 40 \cdot 200 \cdot 0,2 = 201060$ Н = 201 кН, где $p_{\max} = (108 - 8,8) \cdot 26 / 12,9 = 200$ МПа; $f_{II} = 0,2$ (сталь – сталь).

5.2 Шпоночное соединение

Для того же соединения колеса с валом вместо гарантированного натяга используем шпоночное соединение.

Сечение шпонки (таблица 3.1) для $d = 40$ мм $b \times h = 12 \times 8$ мм, $t_1 = 5$ мм, $t_2 = 3,3$ мм, $l = 28 \dots 140$ мм. Длина шпонки для $l_{СТ1} = 40$ мм по формуле (3.5) $l' = 40 - (5 \dots 10) = 35 \dots 30$ мм. Из интервала $l = 28 \dots 140$ мм принимаем $l = 32$ мм. Расчетная длина шпонки $l_p = l - b = 32 - 12 = 20$ мм. Напряжения смятия (3.6) : $\sigma_{CM} = 2000 \cdot 209 / (40 \cdot 20 \cdot 0,4 \cdot 8) = 163$ МПа $< [\sigma_{CM}] = 325$ МПа. Условие прочности выполняется.

В этом случае, например, посадка колеса может быть выбрана $\varnothing 40 H7/r6$.

5.3 Шлицевое соединение

Для того же соединения колеса с валом применим шлицевое прямобоочное соединение по ГОСТ 1139–80.

Размеры соединения в соответствии с рисунком 3.3а по таблице 3.2 : легкая серия, $d = 42$ мм, $D = 46$ мм, $z = 8$, $b = 8$ мм, $f = 0,4$ мм.

Смятие рабочих поверхностей по формуле (3.7) : $\sigma_{CM} = 2000 \cdot 209 / (8 \cdot 44 \cdot 1,2 \cdot 40 \cdot 0,6) = 41,2$ МПа, где $d_m = 0,5 (46 + 42) = 44$ мм; $h = 0,5 (46 - 42) - 2 \cdot 0,4 = 1,2$ мм.

Диаметр делительной окружности колеса $d_{m2} = 214,1$ мм, $d_m / d_{m2} = 44 / 214,1 = 0,21 <$

$< 0,35$, принимаем $d_m / d_{m2} = 0,35$. Проекция на ось вала середины зубчатого венца конического колеса : $0,5bc\cos\delta_2 = 0,5 \cdot 36 \cos 75,9638^\circ = 4,4$ мм. Смещение середины зубчатого венца относительно середины шлицевого соединения ступицы $e = 20 - 4,4 = 15,6$ мм. Отношение $e / l = 15,6 / 40 = 0,39$. Тогда по таблице 3.4 для закалки шлицев ТВЧ ($HRC_5 = 45$) и e / l между 0,25 и 0,5 получим $[\sigma_{см}] = 40$ МПа. Напряжения $\sigma_{см} > [\sigma_{см}]$ на 3%, что допустимо. Соединение удовлетворяет условиям прочности.

Твердость ступицы $H_{СТ} < 350$ HB, следовательно, центрирование – по наружному диаметру D [1, с.80] :

$$D - 8 \times 42 \times 46 H7 / js6 \times 8 D9 / js7 \text{ ГОСТ } 1139-80.$$

6 ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ ВАЛА

После разработки конструкции вала проводят его проверочные расчеты на статическую прочность и на сопротивление усталости (долговечность).

Расчеты на жесткость (определение прогибов) выполняют для вала-червяка. Для валов зубчатых передач жесткость заложена в конструктивных рекомендациях. На виброустойчивость проверяют валы только при очень высоких скоростях (в специальных дисциплинах).

6.1 Расчетная схема вала.

Вал рассматривается как балка на двух опорах, расположенных в точках "О" (рисунок 4.3) пересечения нормалей к серединам площадок контакта подшипников качения с осью вала.

Расстояния a от наружных торцов (по отношению к "О") ПК [7, с.47]:

а) шариковый радиально-упорный подшипник:

$$\text{– однорядный} \quad a = 0,5 \{ B + [(d + D) / 2] \operatorname{tg} \alpha \}; \quad (6.1)$$

$$\text{– двухрядный:} \quad a = 0,5 \{ 1,5B + [(d + D) / 2] \operatorname{tg} \alpha \}; \quad (6.2)$$

б) конический роликовый подшипник:

$$\text{– однорядный:} \quad a = 0,5T + (d + D)e / 6; \quad (6.3)$$

$$\text{– двухрядный;} \quad a = 0,75T + (d + D)e / 6, \quad (6.4)$$

где d, D, B, T, α и e – по каталогу на ПК.

Условно считают: силы, действующие на вал со стороны насаженных на него деталей, сосредоточенными и приложенными по серединам длин ступиц.

В общем случае на валы действуют :

а) окружные F_t , радиальные F_r , осевые F_a силы со стороны зубчатых (червячных) передач;

б) консольная нагрузка на входных и выходных концах валов от полумуфт в связи с несоосностью соединяемых валов, от ременных, цепных и открытых зубчатых передач;

в) изгибающие M (от осевых сил, умноженных на радиусы) и вращающие T моменты. Например, в соответствии с рисунком 4.3б сосредоточенные изгибающие моменты равны: $M_{a1} = F_{a1}d_1 / 2000 = 1191 \cdot 80 / 2000 = 48$ Н·м;

$$M_{a2} = F_{a2} d_{m2} / 2000 = 510 \cdot 214,1 / 2000 = 55 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

В зависимости от компенсационных способностей муфт силу муфты F_M на конце вала можно определить как

$$F_M = (0,15 \dots 0,4) F_{Mt}, \quad (6.5)$$

где $F_{Mt} = 2000T / D_C$ – окружная сила муфты на диаметре D_C расположения соединительных элементов муфты.

Подшипник, воспринимающий F_r и F_a , заменяют шарнирно–неподвижной опорой II (на рисунке 4.3б – левая); подшипник, воспринимающий только F_r – шарнирно–подвижной опорой I (на рисунке 4.3б – правая).

Длины участков вала определяются расчетом или из чертежа редуктора. Например, на рисунке 4.3 : по формуле (6.3) $a' = 0,5 \cdot 20 + (40 + 80) \cdot 0,37 / 6 = 17,4$ мм, округляем $a = 17$ мм; $l = l_B + 2 \cdot (T - B) - 2a = 181 + 2 \cdot (20 - 18) - 2 \cdot 17 = 151$ мм; $l_1 = l / 2 - b_1 / 2 + (C - K) = 151 / 2 - 63 / 2 + 0,5 = 44,5$ мм; $l_2 = b_1 / 2 + K + l_{CT1} / 2 = 63 / 2 + 22 + 40 / 2 = 73,5$ мм; $l_3 = l - l_1 - l_2 = 151 - 44,5 - 73,5 = 33$ мм. Расчетная схема вала показана на рисунке 4.3б.

6.2 Расчет вала на статическую прочность

Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластических деформаций в период кратковременных перегрузок (пуск, разгон, торможение, реверсирование и т.п.)

Балка согласно нагрузке (рисунок 4.3б) рассматривается отдельно (рисунок 6.1) в горизонтальной X и вертикальной Y плоскостях. Плоскость X принято располагать по направлению окружных сил F_t в зацеплениях, плоскость Y – по радиальным F_r и осевым F_a силам. Консольные нагрузки ременных, цепных, открытых зубчатых передач прикладывают в виде проекций по плоскостям X и Y . Силу муфты F_M принято располагать в плоскости X в направлении увеличения прогибов вала от основных окружных сил F_t .

6.2.1 Ход расчета (рисунок 6.1)

1. По уравнениям статики определяют реакции опор в плоскостях X и Y : R_{IX} , R_{IIX} , R_{IY} , R_{IIY} .
2. Раздельно по плоскостям X и Y строят эпюры изгибающих моментов M_X , M_Y и эпюру вращающего момента T .
3. Вычисляют суммарные реакции опор: $R_I = (R_{IX}^2 + R_{IY}^2)^{1/2}$;
 $R_{II} = (R_{IIX}^2 + R_{IIY}^2)^{1/2}$.
- Силы R_I , R_{II} , F_A являются внешней нагрузкой при расчете подшипников.
4. В характерных сечениях балки находят величины суммарных изгибающих моментов $M = (M_X^2 + M_Y^2)^{1/2}$ (6.6)

5. Сравнивая эпюры M и T , выбирают опасные сечения вала, в которых вычисляют максимальные нормальные σ_{\max} и касательные τ_{\max} напряжения [1, с.165]:

$$\sigma_{\max} = 10^3 M_{\max} / W + F_{\max} / A, \\ \tau_{\max} = 10^3 T_{\max} / W_P \quad (6.7)$$

где $M_{\max} = K_{\Pi} M$, $T_{\max} = K_{\Pi} T$, $F_{\max} = K_{\Pi} F_A$ – максимальная нагрузка при перегрузке (Н·м и Н);

W и W_P – моменты сопротивления сечения соответственно на изгиб и кручение, мм^3 ;

A – площадь поперечного сечения, мм^2 .

Коэффициент перегрузки $K_{\Pi} = (T_{\max} / T)_{\text{дв}}$ принимается по характеристике электродвигателя [8, с.24].

Моменты сопротивления и площадь вычисляют по "нетто"-сечению [1, с.166]:

а) для сплошного круглого сечения диаметром d :

$$W = \pi d^3 / 32; \quad W_P = \pi d^3 / 16 \quad (W_P = 2W); \quad A = \pi d^2 / 4; \quad (6.8)$$

б) для вала с прямобочными шлицами (рисунок 3.3):

$$W = [\pi d^4 + bz(D-d)(D+d)^2] / (32D); \quad W_P = 2W; \quad A = \pi d^2 / 4 + bz(D-d)/2; \quad (6.9)$$

в) для вала с эвольвентными шлицами и для вала-шестерни в сечении по зубьям см. [1, с.167 и 168];

г) для вала с одним шпоночным пазом (рисунок 3.2) по ГОСТ 23360-78 см. [1, с.168] или по формулам:

$$W = \pi d^3 / 32 - bh(2d-h)^2 / (16d); \\ W_P = \pi d^3 / 16 - bh(2d-h)^2 / (16d); \quad A = \pi d^2 / 4 - bh/2 \quad (6.10)$$

6. Находят коэффициенты запаса прочности по нормальным ($S_{\sigma} = \sigma_T / \sigma_{\max}$) и касательным ($S_{\tau} = \tau_T / \tau_{\max}$) напряжениям, а также общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_T = S_{\sigma} S_{\tau} / (S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2)^{1/2}. \quad (6.11)$$

Статическую прочность считают обеспеченной, если $S_T \geq [S_T] = 1,3 \dots 2$.

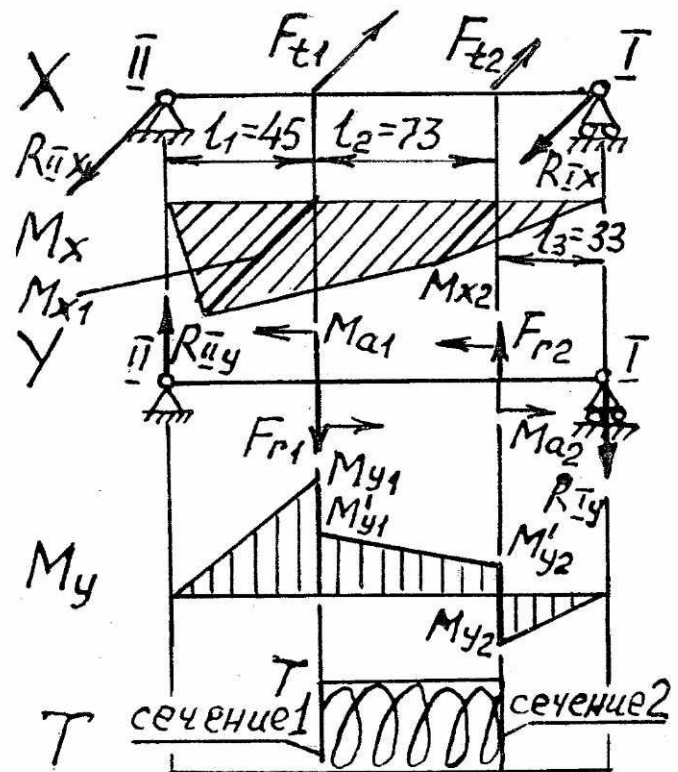


Рисунок 6.1 – Реакции опор R и эпюры изгибающих M и вращающих T моментов

6.2.2 Пример расчета статической прочности

Продолжим расчет вала по схеме, соответствующей рисунку 4.3б.

1. Горизонтальная плоскость X (рисунок 6.1) :

а) реакции опор: $\sum mI = 0$, $R_{II\bar{X}} = [F'_{r1}(l_2 + l_3) + F'_{r2}l_3] / l = [5225(73 + 33) + 1952 \cdot 33] / 151 = 4094 \text{ Н}$ (длины l_i округлены до целого числа) $R_{I\bar{X}} = F_{r1} + F_{r2} - R_{II\bar{X}} = 5225 + 1952 - 4094 = 3083 \text{ Н}$;

б) изгибающие моменты :

$$M_{X1} = 10^{-3} R_{II\bar{X}} l_1 = 10^{-3} 4094 \cdot 45 = 184 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad M_{X2} = 10^{-3} R_{I\bar{X}} l_3 = 10^{-3} 3083 \cdot 33 = 102 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

2. Вертикальная плоскость Y :

а) реакции опор: $\sum mI = 0$, $R_{II\bar{Y}} = [F'_{r1}(l_1 + l_3) + M_{a1} + M_{a2} - F'_{r2}l_3] / l = [1950(73 + 33) + 10^3(48 + 55) - 1537 \cdot 33] / 151 = 1715 \text{ Н}$;

$$R_{I\bar{Y}} = R_{II\bar{Y}} + F'_{r2} - F'_{r1} = 1715 + 1537 - 1950 = 1302 \text{ Н};$$

б) изгибающие моменты :

$$M_{Y1} = 10^{-3} R_{II\bar{Y}} l_1 = 10^{-3} 1715 \cdot 45 = 77 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad M_{Y1}' = M_{Y1} - M_{a1} = 77 - 48 = 29 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{Y2} = 10^{-3} R_{I\bar{Y}} l_3 = 10^{-3} 1302 \cdot 33 = 43 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad M_{Y2}' = M_{a2} - M_{Y2} = 55 - 43 = 12 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

3. Суммарные реакции опор:

$$R_I = (3083^2 + 1302^2)^{1/2} = 3347 \text{ Н} \quad R_{II} = (4094^2 + 1715^2)^{1/2} = 4439 \text{ Н}.$$

4. Наибольшие суммарные изгибающие моменты в сечениях 1 и 2 (рисунок 6.1) :

$$M_1 = (M_{X1}^2 + M_{Y1}^2)^{1/2} = (184^2 + 77^2)^{1/2} = 200 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_2 = (M_{X2}^2 + M_{Y2}^2)^{1/2} = (102^2 + 43^2)^{1/2} = 111 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

5. Проверку прочности производим в обоих опасных сечениях :

а) сечение 1 - зубья шестерни z_{1T} ($z_1 = 26$, $m = 3 \text{ мм}$). Согласно [1, с.167]

$W = 2J / d_{a1}$, где $d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 3 = 86 \text{ мм}$ – диаметр вершин зубьев; $J = \pi \delta_J d_1^4 / 64$ ($d_0 = 0$ – диаметр центрального отверстия – отсутствует) – момент инерции шестерни; δ_J – поправка по графикам [1, с.167, рис.10.14а] : при $z_1 = 26$ и $x = 0$ $\delta_J = 0,98$; $W_P = 2W$;

$A = \pi \delta_S d_1^2 / 4$, где поправка δ_S по графикам [1, с.167, рис.10.14б] при $z_1 = 26$ и $x = 0$ $\delta_S = 0,97$. Тогда $J = \pi \cdot 0,98 \cdot 80^4 / 64 = 1,97 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$; $W = 2 \cdot 1,97 \cdot 10^6 / 86 = 2,29 \cdot 10^4 \text{ мм}^3$; $W_P = 2 \cdot 2,29 \cdot 10^4 = 4,58 \cdot 10^4 \text{ мм}^3$; $A = \pi \cdot 0,97 \cdot 80^2 / 4 = 48,8 \cdot 10^2 \text{ мм}^2$.

Коэффициент перегрузки $K_{II} = 2,5$ (по паспорту электродвигателя). Максимальная нагрузка при перегрузке : $M_{\max} = 2,5 \cdot 200 = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $T_{\max} = 2,5 \cdot 209 = 522,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

$$F_{\max} = 2,5 \cdot 681 = 1703 \text{ Н}.$$

Напряжения по формулам (6.7):

$$\sigma_{\max} = 10^3 \cdot 500 / (2,29 \cdot 10^4) + 1703 / (48,8 \cdot 10^2) = 22,2 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\max} = 10^3 \cdot 522,5 / (4,58 \cdot 10^4) = 11,4 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса прочности при $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$ и $\tau_T = 0,58 \sigma_T = 435 \text{ МПа}$:

$$S_\sigma = 750 / 22,2 = 33,8; \quad S_\tau = 435 / 11,4 = 38,2; \quad S_I = 33,8 \cdot 38,2 / (33,8^2 + 38,2^2)^{1/2} = 25,3 \gg \gg [S_I] = 1,3 \dots 2.$$

Статическая прочность вала в сечении 1 при перегрузке обеспечивается ;

б) сечение 2 – посадка колеса z_{2B} с натягом, без шпонки; $d = 40 \text{ мм}$ – вал сплошной.

По формулам (6.8) имеем: $W = \pi \cdot 403 / 32 = 6,28 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$, $W_P = 2W = 2 \cdot 6,28 \cdot 10^3 = 12,56 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$, $A = \pi \cdot 40^2 / 4 = 12,56 \cdot 10^2 \text{ мм}^2$. Нагрузка при перегрузке : $M_{\max} = 2,5 \cdot 111 = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $T_{\max} = 2,5 \cdot 209 = 522,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $F_{\max} = 2,5 \cdot 681 = 1703 \text{ Н}$.

Напряжения по формулам (6.7):

$$\sigma_{\max} = 10^3 \cdot 277,5 / (6,28 \cdot 10^3) + 1703 / (12,56 \cdot 10^2) = 45,6 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\max} = 10^3 \cdot 522,5 / (12,56 \cdot 10^3) = 41,6 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса прочности: $S_{\sigma} = 750 / 45,6 = 16,4$; $S_{\tau} = 435 / 41,6 = 10,5$; $S_T = 16,4 \cdot 10,5 / (16,4^2 + 10,5^2)^{1/2} = 8,84 > [S_T] = 1,3 \dots 2$.

Статическая прочность вала в сечении 2 при перегрузке обеспечивается.

На рисунке 6.2 в качестве примера для самостоятельного изучения приведены расчетные схемы и эпюры моментов на валах редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью и шевронной тихоходной ступенью.

6.3 Расчет вала на сопротивление усталости (долговечность)

Для этого вида расчета должен быть полностью разработан рабочий чертеж вала.

Цель расчета: предотвращение усталостного разрушения вала в опасных сечениях в течение заданного срока службы.

6.3.1 Количественно цель расчета выражается формулой общего коэффициента запаса

$$S = S_{\sigma} S_{\tau} / (S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2)^{1/2} \geq [S] \quad (6.12)$$

где $[S] = 1,5 \dots 2,5$ в зависимости от ответственности конструкции, последствий разрушения, точности расчета нагрузок и напряжений, уровня технологии изготовления и контроля.

Коэффициенты запаса по нормальным S_{σ} и касательным S_{τ} напряжениям [1, с.169]:

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1D} / (\sigma_a + \psi_{\sigma D} \sigma_m), \quad S_{\tau} = \tau_{-1D} / (\tau_a + \psi_{\tau D} \tau_m) \quad (6.13)$$

Нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу ($R = -1$, $\sigma_a = \sigma_H$, $\sigma_m = 0$), а касательные – по отнулевому ($R = 0$, $\tau_a = \tau_m = \tau_K / 2$).

Тогда формулы (6.13) преобразуются к виду:

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1D} / \sigma_H, \quad S_{\tau} = 2\tau_{-1D} / [\tau_K (1 + \psi_{\tau D})] \quad (6.14)$$

где напряжения в опасных сечениях равны

$$\sigma_a = \sigma_H = 10^3 M / W; \quad \tau_K = 10^3 T / W_P \quad (6.15)$$

(здесь расчет ведется на длительное число циклов нагружения, перегрузка на усталость не влияет; M – по формуле (6.6));

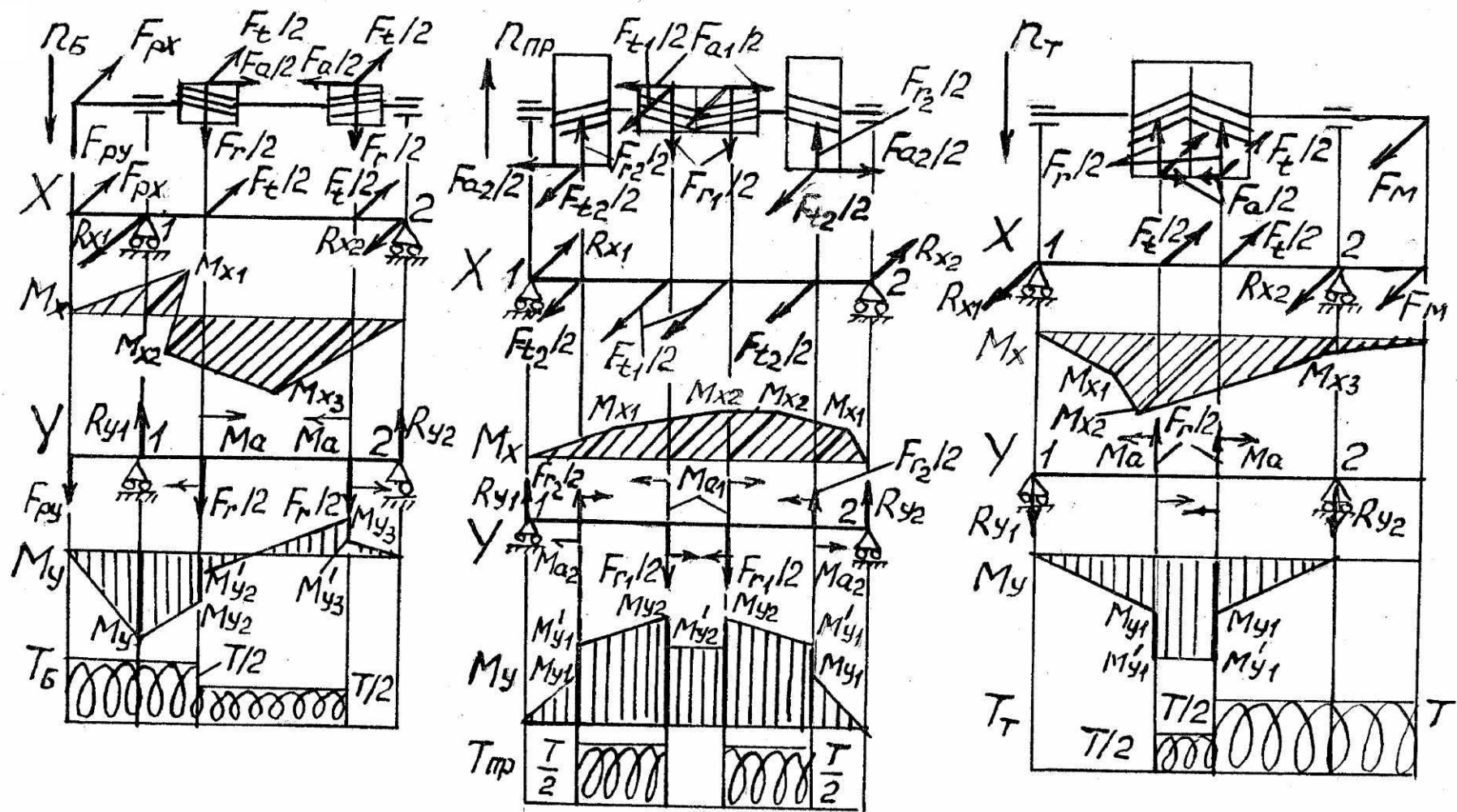
σ_{-1D} , τ_{-1D} – пределы выносливости *вала* в рассматриваемом сечении:

$$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} / K_{\sigma D}, \quad \tau_{-1D} = \tau_{-1} / K_{\tau D} \quad (6.16)$$

где σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости образцов материала вала при симметричном цикле нагружения (таблица 1.1);

$K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ – коэффициенты снижения пределов выносливости при переходе от образца материала к сечению реальной детали:

$$K_{\sigma D} = (K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_{F\sigma} - 1) / K_V; \\ K_{\tau D} = (K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_{F\tau} - 1) / K_V; \quad (6.17)$$



а) входной вал

б) промежуточный вал

в) выходной вал

Рисунок 6.2 – Пример расчетных схем валов и эпор для редуктора Ц2-РБНТ

$\psi_{\tau D} = \psi_{\tau} / K_{\tau D}$ – коэффициент влияния асимметрии цикла в рассматриваемом сечении (ψ_{τ} – по таблице 1.1)

В формулах (6.17) K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений; $K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения (таблица 6.1); $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния качества (шероховатости) поверхности (таблица 6.2); K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения (таблица 6.3)

Таблица 6.1 – Коэффициенты $K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ [1, с.170]

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

Таблица 6.2 – Коэффициенты $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ [1, с.170]

Вид механической обработки	Параметр шероховатости Ra , мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_B , МПа		$K_{F\tau}$ при σ_B , МПа	
		≤ 700	> 700	≤ 700	> 700
Шлифование тонкое	до 0,2	1	1	1	1
Обтачивание тонкое	0,2...0,8	0,99...0,93	0,99...0,91	0,99...0,96	0,99...0,95
Шлифование чмстовое	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 6.3 – Коэффициент K_V

Вид упрочнения поверхности вала	Значения K_V при		
	$K_{\sigma}=1,0$	$K_{\sigma}=1,1 \quad 1,5$	$K_{\sigma} \geq 1,8$
Закалка ТВЧ	1,3...1,6	1,6...1,7	2,4...2,8
Цементация	1,1...1,5	1,2...2,0	2,0...3,0
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

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений следует принимать :

– для ступенчатого перехода участков вала с галтелью в соответствии с рисунком 6.3 – по таблице 6.4;

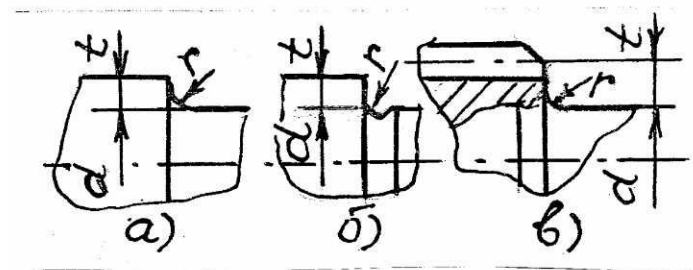


Рисунок 6.3 – Участки перехода вала с галтелью r

– для шпоночного паза, шлицевых и резьбовых участков вала – по таблице 6.5;

Для деталей, установленных на вал с натягом в расчетах используют отношения

$K_{\sigma} / K_{d\sigma}$, $K_{\tau} / K_{d\tau}$ из таблицы 6.6

Таблица 6.4 – Коэффициенты K_σ , K_τ в галтелях вала [1, с.171]

t/r	r/d	K_σ при σ_B , МПа				K_τ при σ_B , 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	2,3

Таблица 6.5 – Коэффициенты K_σ , K_τ для шпоночного паз, шлицев, резьбы [1, с.171]

σ_B , МПа	Шпоночный паз			Шлицы			Резьба	
	K_σ при выполнении фрезой		K_τ	K_σ	K_τ		K_σ	K_τ
	концевой	дисковой			прямобоч	эвольвент		
500	1,8	1,5	1,4	1,45	2,25	1,43	1,8	1,35
700	2,0	1,55	1,7	1,6	2,5	1,49	2,2	1,7
900	2,2	1,7	2,05	1,7	2,65	1,55	2,45	2,1
1200	2,65	1,9	2,4	1,75	2,8	1,6	2,9	2,35

Таблица 6.6 – Отношения $K_\sigma / K_{d\sigma}$ и $K_\tau / K_{d\tau}$ для посадок с натягом [1, с.171]

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
100	3,35	4,3	5,2	6,6	2,0	2,55	3,1	3,95

Примечание. При установке с натягом колец подшипников табличные значения следует умножить на 0,9.

При действии в одном сечении нескольких источников концентрации напряжений (например, посадка с натягом колеса и шпоночный паз) учитывают только наиболее опасный из них (с наибольшим значением $K_{\sigma D}$ или $K_{\tau D}$ по формулам (6.17)).

6.3.2 Пример расчета вала на сопротивление усталости

На рисунке 6.4 представлен рабочий чертеж вала, взятого в качестве примера в данной работе.

В соответствии с рисунком 6.1 и проверочным расчетом (п.6.2.2) наиболее опасными сечениями вала являются сечение 2 – посадка $\varnothing 40 H8 / x8$ колеса z_{2B} и сечение по галтели (обозначим его сечение 3) перехода вала в шестерню z_{1T} (проточка на рисунке 6.4).

Нагрузка вала : $T = 209$ Н·м; изгибающие моменты: в сечении 2 $M_2 = 111$ Н·м, в сечении 3 $M_3 = 200$ Н·м (принято приближенно с запасом – по моменту на шестерне z_{1T}).

Механические характеристики стали 40X (таблица 1.1) при диаметре заготовки < 120 мм :

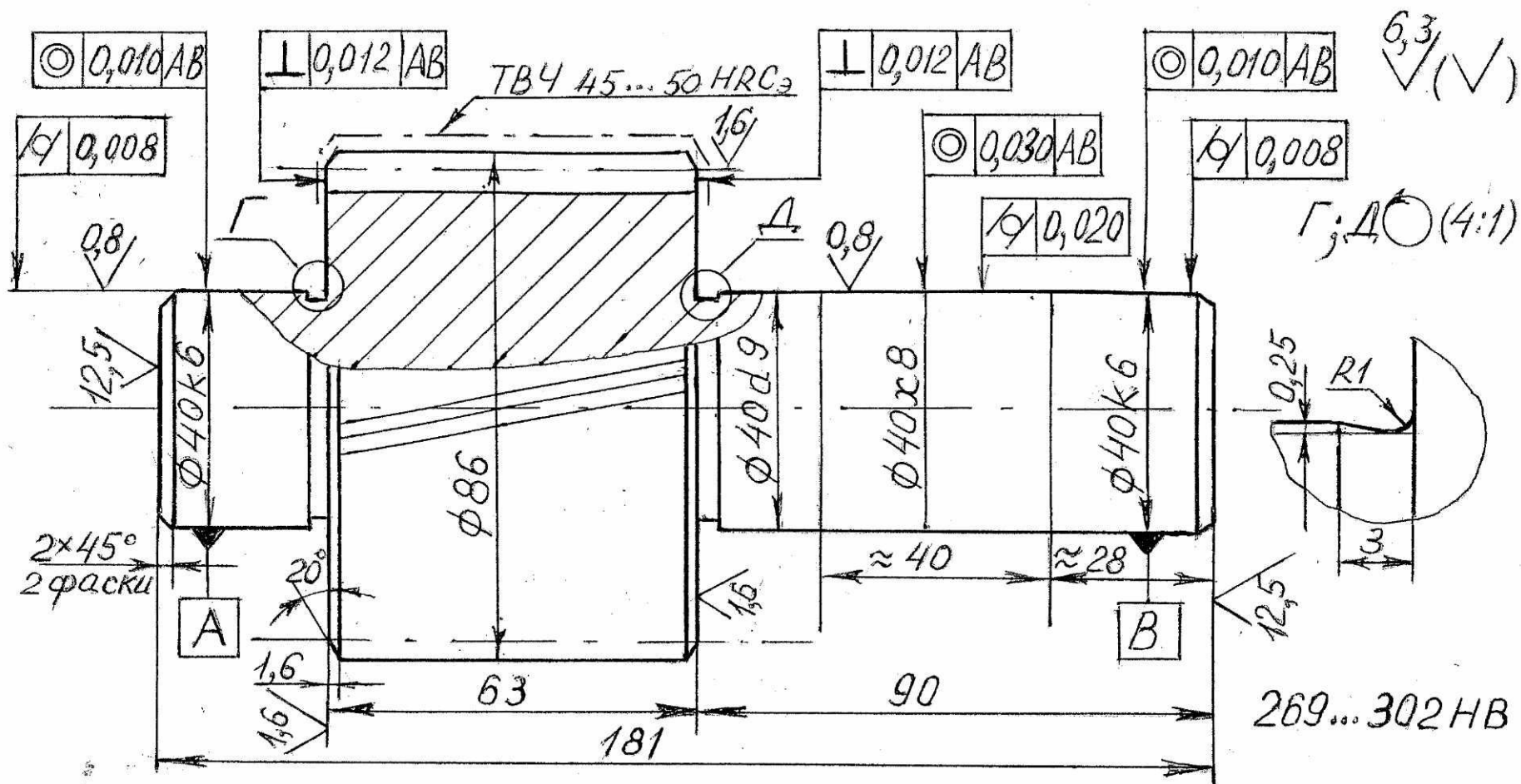


Рисунок 6.4 – Рабочий чертеж вала

$\sigma_B = 900$ МПа, $\sigma_T = 750$ МПа, $\tau_T = 450$ МПа, $\sigma_{-1} = 410$ МПа, $\tau_{-1} = 240$ МПа, $\psi_\tau = 0,1$.

Напряжения по формулам (6.15), где цифра у σ и τ обозначает номер сечения: $\sigma_{И2} = 10^3 \cdot 111 / (6,28 \cdot 10^3) = 17,7$ МПа, $\tau_{K2} = 10^3 \cdot 209 / (12,56 \cdot 10^3) = 16,6$ МПа; $\sigma_{И3} = 10^3 \cdot 200 / (6,28 \cdot 10^3) = 31,8$ МПа, $\tau_{K3} = \tau_{K2} = 16,6$ МПа.

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений :

– сечение 2 – по таблице 6.6 для посадки с натягом при $d = 40$ мм и $\sigma_B = 900$ МПа $K_\sigma / K_{d\sigma} = 4,3$, $K_\tau / K_{d\tau} = 2,6$;

– сечение 3 – в соответствии с рисунком 6.2 $t = (d_1 - d) / 2 = (80 - 40) / 2 = 20$ мм, галтель проточки для выхода шлифовального круга $r = 1$ мм, $t / r = 20$. Таблица 6.4 ограничена значениями $t / r = 5$, поэтому воспользуемся графиками [9, с.555], где при $d_1 / d = 80 / 40 = 2$ и $r / d = 0,025$ $K_\sigma = 3,8$, $K_\tau = 2,5$. По таблице 6.1 для легированной стали $K_{d\sigma} = K_{d\tau} = 0,73$. Тогда $K_\sigma / K_{d\sigma} = 3,8 / 0,73 = 5,21$, $K_\tau / K_{d\tau} = 2,5 / 0,73 = 3,42$.

Коэффициенты $K_{F\sigma} = 0,91$ и $K_{F\tau} = 0,95$ (таблица 6.2) для чистового шлифования при $Ra = 0,8$ мкм. По таблице 6.3 $K_V = 1$ (без упрочнения поверхностей в рассматриваемых сечениях).

Коэффициенты снижения пределов выносливости по формулам (6.17) :

Сечение 2	Сечение 3
$K_{\sigma D} = (4,3 + 1 / 0,91 - 1) / 1 = 4,4$;	$K_{\sigma D} = (5,21 + 1 / 0,91 - 1) / 1 = 5,31$;
$K_{\tau D} = (2,6 + 1 / 0,95 - 1) / 1 = 2,65$;	$K_{\tau D} = (3,42 + 1 / 0,95 - 1) / 1 = 3,47$.

Пределы выносливости по формулам (6.16)

$\sigma_{-1D} = 410 / 4,4 = 93,2$ МПа;	$\sigma_{-1D} = 410 / 5,31 = 77,2$ МПа;
$\tau_{-1D} = 240 / 2,65 = 90,6$ МПа;	$\tau_{-1D} = 240 / 3,47 = 69,2$ МПа.

Коэффициенты запаса прочности по формулам (6.14) :

$S_\sigma = 93,2 / 17,7 = 5,27$;	$S_\sigma = 77,2 / 31,8 = 2,43$;
$S_\tau = 2 \cdot 98 / [16,6 \cdot (1 + 0,038)] = 11,37$;	$S_\tau = 2 \cdot 69,2 / [16,6 \cdot (1 + 0,029)] = 8,1$;
где $\psi_{\tau D} = \psi_\tau / K_{\tau D} = 0,1 / 2,65 = 0,038$;	где $\psi_{\tau D} = 0,1 / 3,47 = 0,029$.

Общий коэффициент запаса по формуле (6.12) :

$S = 5,27 \cdot 11,37 / (5,27^2 + 11,37^2)^{1/2} = 4,78$;	$S = 2,43 \cdot 8,1 / (2,43^2 + 8,1^2)^{1/2} = 2,32$;
$S > [S] = 1,5 \dots 2,5$	$S \approx [S] = 1,5 \dots 2,5$.

Следовательно, сопротивление усталости в опасных сечениях вала при циклических напряжениях обеспечивается.

6.4 Прогиб вала–червяка

6.4.1 Червяк (рисунок 6.5) располагается симметрично относительно опор A и C и нагружен силами в зацеплении B (F_t , F_r , F_a) и на входном конце вала проекциями (F_x , F_y) консольной силы.

Согласно [2, с.332] и [3, с.261] прогибы y , мм, в точке B от сил :

- окружной F_t $y(F_t) = F_t l_3 / (48EI)$;
- радиальной F_r $y(F_r) = F_r l_3 / (48EI)$;
- осевой F_a $y(F_a) = 0$ – при симметричном расположении червяка относительно опор

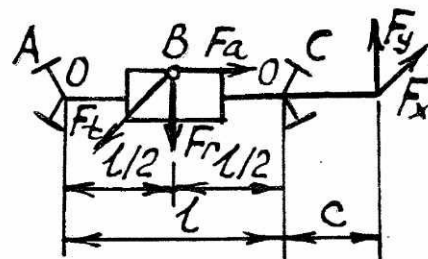


Рисунок 6.5 – Схема вала–червяка

– консольных F_X, F_Y : $y(F_X, F_Y) = (F_X, F_Y)cl_2 / (16EI)$.

Суммарные прогибы по плоскостям X и Y ;

$$y_X = y(F_t) + y(F_X) = (3F_Xc + F_t l)^2 / (48EI);$$

$$y_Y = y(F_r) + y(F_Y) = (3F_Yc + F_r l)^2 / (48EI).$$

Общий прогиб в точке B червяка : $y_{\Sigma} = (y_X^2 + y_Y^2)^{1/2} \leq [y]$,

где $[y] = 0,005m$ – допускаемый прогиб червяка, мм (m – модуль, мм).

В приведенных здесь формулах EI – изгибная жесткость вала, Н·мм²; для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; для сплошного вала $I = \pi d^4 / 64$, мм⁴.

В приближенных расчетах условно принимают d вала равным d_f – диаметру впадин червяка (в запас прочности).

6.4.2 Пример расчета прогиба вала–червяка

Исходные данные в соответствии с рисунком 6.5 :

$d = d_f = 35$ мм, $l = 170$ мм, $c = 70$ мм; $F_t = 615$ Н, $F_r = 1336$ Н, $F_a = 3670$ Н, сила муфты $F_M = F_X = 125$ Н. $F_Y = 0$; модуль червяка $m = 6,3$ мм.

Изгибная жесткость в сечении B : $EI = 2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 35^4 / 64 = 154,7 \cdot 10^8$ мм⁴

Прогибы в сечении B :

$$y_X = (3 \cdot 125 \cdot 70 + 615 \cdot 170) \cdot 170^2 / (48 \cdot 154,7 \cdot 10^8) = 0,0051 \text{ мм};$$

$$y_Y = (1336 \cdot 170^3) / (48 \cdot 154,7 \cdot 10^8) = 0,009 \text{ мм};$$

$$y_{\Sigma} = (0,0051^2 + 0,009^2)^{1/2} = 0,0103 \text{ мм} < [y] = 0,005 \cdot 6,3 = 0,0315 \text{ мм}.$$

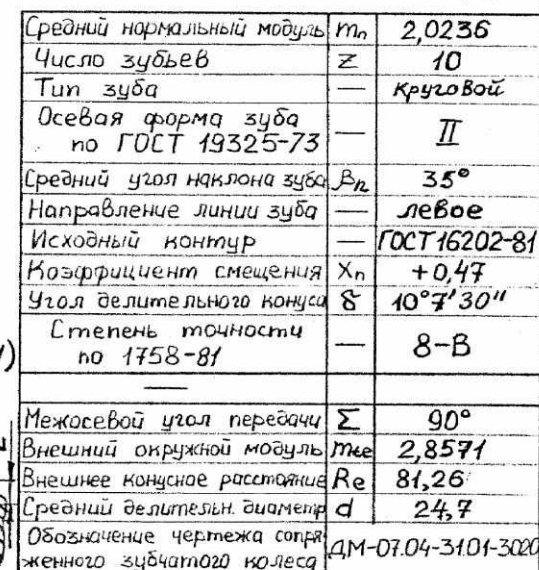
Жесткость червяка при заданных силах обеспечивается.

В "**ПРИЛОЖЕНИИ**" приведены примеры рабочих чертежей некоторых валов. Кроме этого, рабочие чертежи валов можно найти в [1, с.357, 358, 369].

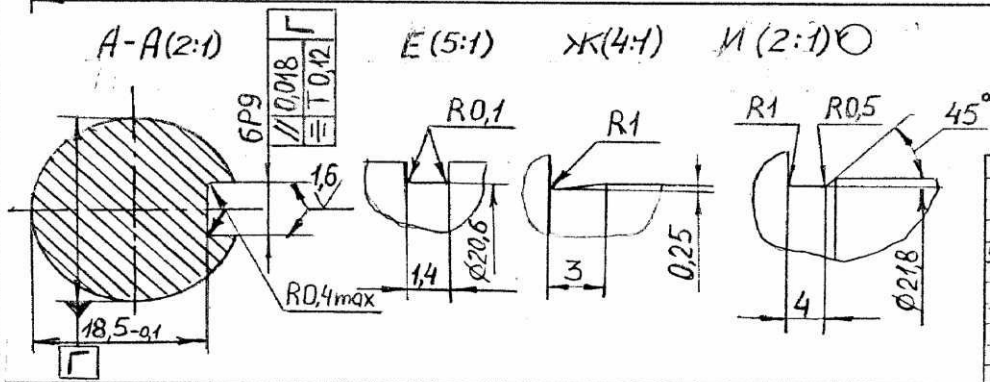
7 СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие.- М.: Высш. шк., 2001 или 2000, 1998, 1985..
2. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник. - 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1989.
3. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник.- М.: Машиностроение, 1988.
4. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин.- М.: Высш. шк., 1991.
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин : Курсовое проектирование.- М.: Высш.шк., 1990.
6. Зубчатые и червячные передачи. Ч.II: Проверочный расчет. Силы в зацеплениях: Метод. указания к курсовому проекту по деталям машин для студентов машиностроительных спец.– 2-е изд., перераб. и доп. / НГТУ; Сост.: А.А. Ульянов, Ю.П. Кисляков, Л.Т. Крюков. – Н.Новгород, 2001.
7. Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. В.Н.Нарышкина, В.Коросташевского.– М.: Машиностроение, 1984.
8. Энергетический и кинематический расчеты приводов: Метод. указания по дисциплине "Детали машин" для студентов машиностроительных спец./ НГТУ; Сост.: А.А. Ульянов.– Н.Новгород, 2000 или 1999.
9. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин: Справочник.– М.: Машиностроение, 1979.- 702 с.

63 ✓(✓)



1. 269...302 НВ, кроме мест, указанных особо.
2. *Размеры для справок.
3. **Размер обеспеч. цнстр.
4. Радиусы скруглений 2 мм max.
5. Неуказанные предельные отклонения размеров: валов $-t_2$, отверстий $+t_2$, остальных $\pm t_2/2$ по ГОСТ 25670-83.



				ДМ-07.04-31.01-3011				
				Вал		Лит.	Масса	Масшт
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	быстроходный	у		1:1
Разраб.		Есюков	Есюков	15.11.98				
Пров.		Ульянов	Ульянов					
Т контр.						Лист	Листов 1	
Н контр.		Кисляков	Ульянов		Сталь 40Х ГОСТ 4543-71	НГТУ АВШ г.р. АС-95		
Утв.								

Содержание

1	ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВАЛАМ И ОСЯМ	3
1.1	Расчетная нагрузка и требования к валам	3
1.2	Материалы валов	3
2	ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ДИАМЕТРА ВАЛА ...	4
3	КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ	4
3.1	Соединение вал – ступица	5
3.2	Шпоночные соединения	5
3.3	Шлицевые соединения	6
3.4	Соединения с натягом	7
3.5	Опоры вала – подшипники	13
3.6	Входные и выходные концы валов и их уплотнения..	14
3.7	Осевая фиксация насаженных деталей	16
3.8	Прочие элементы вала	17
4	ПРИМЕР ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ВАЛА	19
4.1	Исходные данные для расчета	19
4.2	Диаметр вала из расчета на кручение	19
4.3	Усилия в передачах	19
4.4	Конструирование вала	20
5	ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СОЕДИНЕНИЙ ВАЛ– СТУПИЦА	22
5.1	Соединение с натягом	22
5.2	Шпоночное соединение	22
5.3	Шлицевое соединение	22
6	ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ ВАЛА	23
6.1	Расчетная схема вала	23
6.2	Расчет вала на статическую прочность	24
6.3	Расчет вала на сопротивление усталости (долговеч- ность)	27
6.4	Прогибы вала–червяка	32
7	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	33
	ПРИЛОЖЕНИЕ	34