

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное агентство по образованию

**ПСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ**

Тихонов С.И., Муравьев А.Е.

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Учебно - методическое пособие

Для студентов технических специальностей



Псков ППИ
2005

УДК 621.81
ББК 34.42
Т. 46

Расчет и конструирование элементов деталей машин/ Тихонов С.И., Муравьев А.Е.;
Учебно - методическое пособие. - ППИ; Псков, 2005. 67 с., ил.

Рецензенты:

профессор каф. «Строительная механика» ППИ, д.т.н. Ю.Н. Журавлев,
декан факультета Открытого и дистанционного образования СПбГТУ,
профессор, к.т.н., О.Н. Терентьев.

Пособие соответствует Государственному образовательному стандарту по дисциплине «Детали машин» и предназначено для студентов механических специальностей.

В пособии изложена методика проектировочного и проверочного расчетов, а также основы конструирования деталей машин таких как, валы, подшипники качения, ременные и цепные передачи. Приведены задания на курсовые работы, выполняемые студентами по курсу «Детали машин» в соответствии с программой и методикой, принятыми для машиностроительных специальностей вузов.

Пособие снабжено необходимыми справочными данными и примерами расчетов.

УДК 621.81
ББК 34.42

1. Расчет ременной передачи

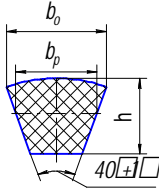
Ременная передача состоит из ведущего, ведомого шкивов, ремня, надетого с натяжением на шкивы и передающего окружную силу с помощью трения, натяжного устройства. Широко распространены передачи клиновыми ремнями в приводах от электродвигателей небольшой и средней мощности.

1.1. Параметры и кинематика клиновых ремней

Клиновые ремни выполняются прорезиненными и имеют трапециидальное сечение с боковыми рабочими сторонами. Они работают на шкивах с канавками соответствующего профиля. Тяговым элементом является корд из химических волокон в виде нескольких слоев кордткани или шнура. Благодаря повышенному сцеплению со шкивами, обусловленному эффектом клина, клиновые ремни обладают большой несущей способностью. Клиновые ремни производятся нормального и узкого сечений. Скорость клиновых ремней нормального сечения обычно не превышает $V \leq 30 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$. Узкие ремни обладают в 1,5...2 раза большей несущей способностью, чем ремни нормальных сечений той же высоты, могут работать при больших скоростях и с большей частотой перебегов. Основные размеры приводных клиновых ремней и минимальные диаметры шкивов приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Основные размеры приводных клиновых ремней и минимальные диаметры шкивов.

Тип ремня	Обозначение сечения ремня	Размеры сечения, мм			Площадь поперечного сечения ремня $A, \text{мм}^2$	Предельная длина ремня $L, \text{мм}$	Минимальный диаметр меньшего шкива $d_1, \text{мм}$
		b_p	b_0	h			
 Нормального сечения ГОСТ 1284.1 - 80*, ГОСТ 1284.3 - 80*	О (Z)	8,5	10	6	47	400...2500	63
	А (A)	11	13	8	81	560...4000	90
	Б (B)	14	17	10,5	138	800...6300	125
	В (C)	19	22	13,5	230	1800...10600	200
	Г (D)	27	32	19	476	3150...15000	315
	Д (E)	32	38	23,5	692	4500...18000	500
	Е	42	50	30	1170	6300...18000	800
Узкого сечения ТУ 38-40543 - 75 ТУ 38-105161 - 84	УО	8,5	10	8	56	630...3550	63
	УА	11	13	10	93	800...4500	90
	УБ	14	17	13	159	1250...8000	140
	УВ	19	22	18	278	2000...8000	224

Примечание. В скобках даны обозначения ремней в международной системе.

Кинематические параметры ременной передачи:
 скорость ремня

$$V = \pi n_1 d_1 / 60 \cdot 10^3, \quad (1.1)$$

передаточное отношение

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-x)}, \quad (1.2)$$

где n_1, n_2 - частоты вращения шкивов, мин⁻¹;

d_1, d_2 - расчетные диаметры шкивов, мм;

$\xi = 0,01 \dots 0,02$ - коэффициент скольжения.

Выбор типа клинового ремня производится в соответствии с данными табл. 1.2, в зависимости от передаваемой мощности и частоты вращения меньшего шкива.

2.1. Геометрический расчет клиноременных передач

Геометрический расчет ременных передач начинается с выбора сечения ремня в зависимости от крутящего момента на быстроходном валу (см. табл. 1.2). Может оказаться, что для заданного крутящего момента подходят ремни нескольких сечений. В этом случае расчеты ведутся для этих сечений, а окончательный выбор производится при сравнении полученных результатов.

Минимальный расчетный диаметр малого шкива принимают только в случае очень жестких требований, предъявляемых к габаритам привода. В остальных случаях используют один из стандартных диаметров, следующих за минимальным. Стандартные диаметры шкивов приведены ниже.

Ряд стандартных диаметров шкивов d , мм:

63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 240, 250, 260, 280, 300, 320, 340, 360, 380, 400, 420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2500.

Таблица 1.2

Выбор типа клинового ремня

Тип ремня	Обозначение сечения	Момент на быстроходном валу T_1 , Н·м
Клиновой нормального сечения	О (Z)	< 25
	А (A)	11 ... 70
	Б (B)	40 ... 190
	В (C)	110 ... 550
	Г (D)	450 ... 2000
	Д (E)	1100 ... 4500
	Е	> 2200
Клиновой узкий	УО	< 150
	УА	90 ... 400
	УБ	300 ... 2000
	УВ	> 2200
Примечание. Для повышения срока службы и КПД из возможных (при заданном значении T_1) сечений ремня рекомендуется брать меньшее.		

При выборе диаметров из числа стандартных следует учитывать, что при меньших диаметрах шкивов уменьшаются габариты передачи, но увеличивается число ремней.

По передаточному числу ременной передачи (рис.1.1) определяется диаметр большего шкива.

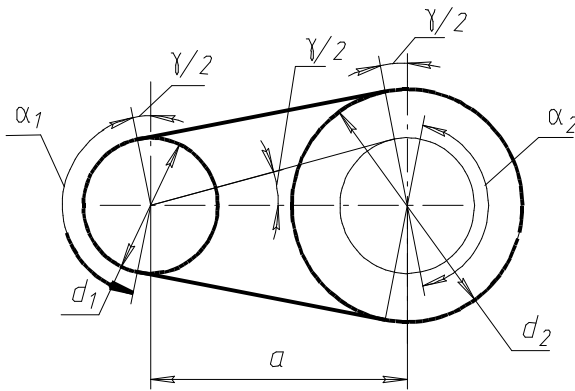


Рис. 1.1. Схема ременной передачи

Если межосевое расстояние не задано, то рекомендуется выбирать его в зависимости от диаметра большего шкива d_2 и передаточного отношения u из условия обеспечения необходимого угла обхвата на малом шкиве

$u \dots \dots$	1	2	3	4	5	6
$a / d_2 \dots \dots$	1,5	1,2	1	0,95	0,9	0,85

или определять по эмпирической зависимости

$$a = d_2 (2,0167 - 0,63 \cdot u + 0,1254 \cdot u^2 - 0,009 \cdot u^3). \quad (1.5)$$

При выбранном межосевом расстоянии определяется расчетная длина ремня

$$L = 2a + \frac{p}{2} (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (1.6)$$

Расчетная длина ремня округляется до стандартной. Стандартные длины L мм клиновых ремней приведены ниже

400, 425, 450, 475, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000, 2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3550, 3750, 4000, 4250, 4500, 4750, 5000, 5300, 5600, 6000, 6300, 6700, 7100, 7500, 8000, 8500.

При стандартной длине ремня пересчитывается межосевое расстояние

$$a = \frac{L - p \left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right)}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{\left[L - p \frac{d_1 + d_2}{2} \right]^2 - 8 \left[\frac{d_2 - d_1}{2} \right]^2}. \quad (1.7)$$

Для компенсации отклонений размеров шкивов, удобства монтажа и снятия ремней, а также для создания их натяжения и подтягивания при вытяжке, конструкция передачи должна допускать изменение их межосевого расстояния от $0,025L$ до $0,01L$.

Углы обхвата (см. рис. 1.1) на шкивах ременной передачи в градусах

$$d_2 = d_1 \cdot u (1 - x). \quad (1.3)$$

Диаметр d_2 также округляется по стандартному ряду. При выбранных диаметрах шкивов определяется окончательное передаточное отношение ременной передачи

$$u = \frac{d_2}{d_1 (1 - x)}, \quad (1.4)$$

Действительное передаточное отношение не должно отличаться от заданного, более чем на $\pm 4\%$.

Если межосевое расстояние

$$a_1 = 180^\circ - \frac{(d_2 - d_1)57,3^\circ}{a},$$

$$a_2 = 180^\circ + \frac{(d_2 - d_1)57,3^\circ}{a}.$$
(1.8)

Для клиноременных передач рекомендуется брать минимальный угол обхвата на малом шкиве 150° , однако даже при угле 90° клиноременная передача работает достаточно надежно.

Угол между ветвями ремня (см. рис 1.1) в градусах

$$g = 2 \arcsin \frac{(d_2 - d_1)}{2a}.$$
(1.9)

3.1. Комплексный расчет ременных передач на выносливость и тяговую способность

Комплексный расчет ременных передач сводится к определению допустимых напряжений в ремне и определении необходимого числа ремней для передачи заданной мощности.

Расчетное напряжение S_{F_t} , удовлетворяющее условиям прочности и тяговой способности для клиновых ремней нормального сечения (МПа) [1]

$$S_{F_t} = \frac{5,55}{n^{0,09}} - \frac{6b_p^{1,57}}{d_b} - V^2 \cdot 10^{-3}.$$
(1.10)

где $n = V/L$ - частота пробегов ремня, s^{-1} ;

$d_e = d_1(1,14 - 0,14 e^{2,43(1-u)})$ - эквивалентный диаметр шкива, мм;

b_p - ширина ремня по нейтральному слою, мм.

Расчетное напряжение S_{F_t} , удовлетворяющее условиям прочности и тяговой способности для клиновых ремней узкого сечения (МПа) [1]

$$S_{F_t} = (27,1 - 5,1 \cdot \lg n) b_p^{-0,421} - 49 \frac{b_p}{d_e} - 1,12 V^2 \cdot 10^{-3}.$$
(1.11)

Допускаемые напряжения для ремней нормальных и узких сечений в реальных условиях эксплуатации, (МПа)

$$[S_{F_t}] = S_{F_t} \cdot C_a \cdot C_p,$$
(1.12)

где $C_a = 1,24 \left(1 - e^{\left(\frac{-a}{110^\circ} \right)} \right)$ - коэффициент влияния угла обхвата;

C_p - коэффициент режима работы.

Коэффициент режима работы C_p при односменной работе равен 1, при двухсменной - 0,87, при трехсменной - 0,72.

Влияние скорости и диаметр шкивов учитывается в исходном уравнении.

Число ремней в передаче

$$z = \frac{F_t}{[S_{F_t}] C_z A},$$
(1.13)

где F_t - окружная сила на шкивах, Н;

C_z - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шкивами:

z	2 ... 3	3 ... 6	6
$C_{z...}$	0,95	0,9	0,85

Для выбора коэффициента C_z числом ремней необходимо задаться предварительно.

Окружная сила на ведущем шкиве ременной передачи

$$F_{t1} = 19,1 \cdot 10^3 \frac{K_F N_1}{d_1 n_1}, \quad (1.14)$$

где K_F - коэффициент динамичности нагрузки и режима работы:

$K_F = 1$ - при спокойной нагрузке;

$K_F = 1,1 \dots 1,2$ - при умеренных колебаниях нагрузки;

$K_F = 1,25 \dots 1,4$ - при значительных колебаниях нагрузки;

$K_F = 1,5 \dots 1,6$ - при ударной и резко переменной нагрузке;

N_1 - мощность на ведущем шкиве ременной передачи, кВт.

Чем больше число ремней в передаче, тем труднее получить их равномерную нагрузку. Неизбежные погрешности размеров ремней и канавок шкивов приводят к тому, что ремни натягиваются с различной силой, появляются дополнительные скольжения, износ и потери мощности. Поэтому рекомендуется применять ременные передачи с числом ремней $z \leq 6$.

4.1. Шкивы ременных передач

При окружной скорости до 30 м/с шкивы обычно изготавливаются из чугуна СЧ15. Наиболее часто их выполняют литыми из стали 25Л, а при малых размерах - точеными из стали 30. Применяют также алюминиевые сплавы с $S_{ep} = 160$ МПа. При серийном производстве целесообразны сварные шкивы из тонкостенных штампованных элементов.

Размеры профиля канавок и обода литых и точеных шкивов клиноременных передач приведены в табл. 1.3 и регламентированы ГОСТ 20889-80, ГОСТ 20898-80.

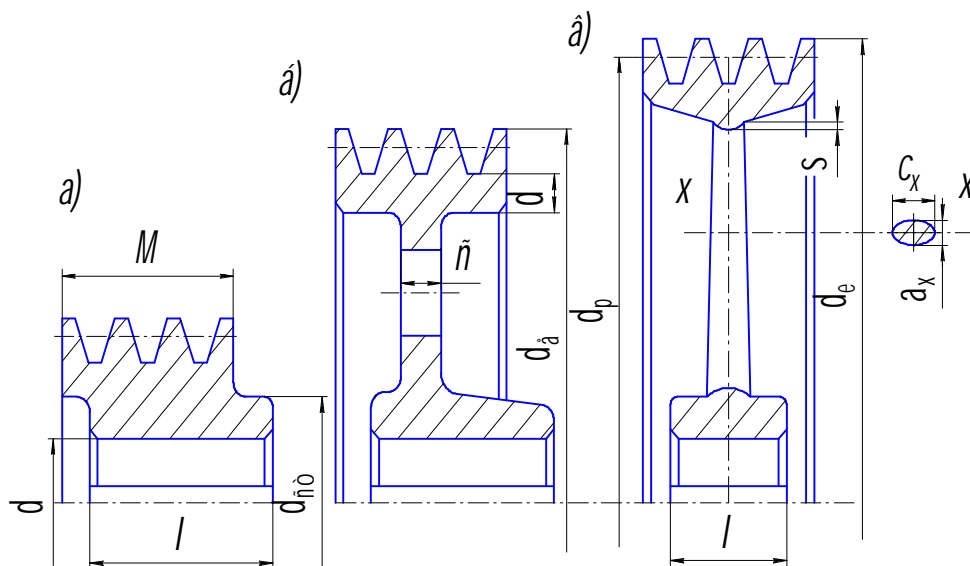
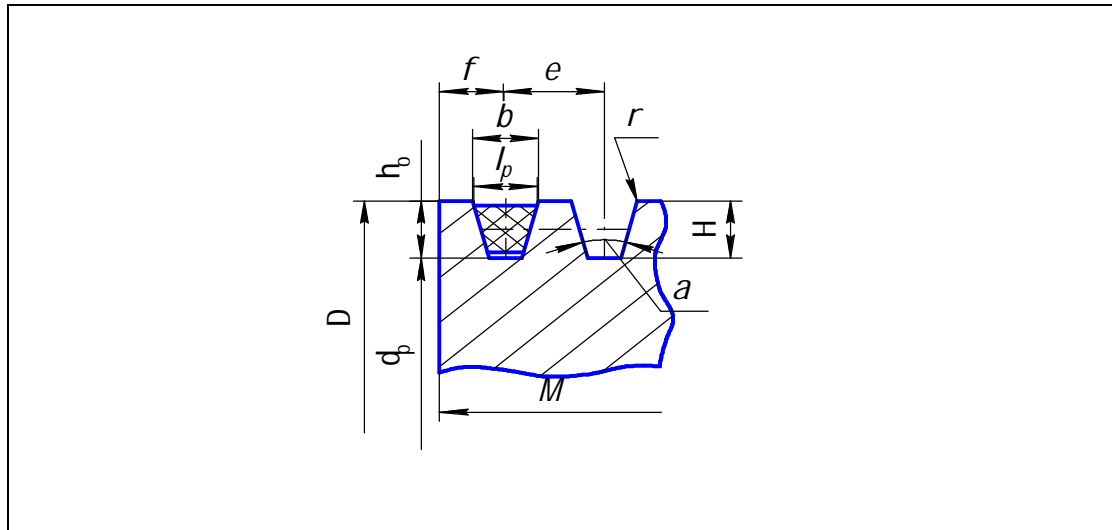


Рис. 1.2. Шкивы для клиновых ремней: а - монолитный; б - с диском; в - со спицами

**Основные размеры (мм) профиля канавок литых и точеных шкивов
для клиновых ремней нормального и узкого сечений**



Сечение ремня	l_p	H , не менее	h_0	Номинальное значение e	Предельное отклонение e	Номинальное значение f	Предельное отклонение f	r	$h_1 \text{ min}$
О (Z)	8,5	10,0	2,5	12,0	$\pm 0,3$	8,0	$\pm 1,0$	0,5	7
А (А)	11,0	12,5	3,3	15,0	$\pm 0,3$	10,0	$+\frac{2}{-1}$	1,0	8,7
Б (В)	14,0	16,0	4,2	19,0	$\pm 0,4$	12,5	$+\frac{2}{-1}$	1,0	10,8
В (С)	19,0	21,0	5,7	25,5	$\pm 0,5$	17,0	$+\frac{2}{-1}$	1,5	14,3
Г (D)	27,0	29,0	8,1	37,0	$\pm 0,6$	24,0	$+\frac{3}{-1}$	2,0	19,9
Д (E)	32,0	34,0	9,6	44,5	$\pm 0,8$	29,0	$+\frac{4}{-1}$	2,0	—
Е	42,0	44,0	12,5	58,0	$\pm 1,0$	38,0	$+\frac{5}{-1}$	2,5	—
УО	8,5	12,5	2,5	12,0	$\pm 0,3$	8,0	$+\frac{2}{-1}$	0,5	—
УА	11,0	16,3	3,0	15,0	$\pm 0,4$	10,0	$+\frac{2}{-1}$	1,0	—
УБ	14,0	21,2	4,0	19,0	$\pm 0,5$	12,5	$+\frac{2}{-1}$	1,0	—
Сечение ремня	$a = 34^0$		$a = 36^0$		$a = 38^0$		$a = 40^0$		
	d_p	b	d_p	b	d_p	b	d_p	b	
О (Z)	63...71	10,0	80...100	10,1	112...160	10,2	180	10,3	
А (А)	90...112	13,1	125...160	13,1	180...400	13,3	450	13,5	
Б (В)	125...160	17,0	180...224	16,7	250...500	16,9	560	17,6	
В (С)	—	—	224...315	22,7	355...630	22,9	710	23,3	
Г (D)	—	—	315...450	32,3	500...900	32,6	1000	33,2	
Д (E)	—	—	500...560	38,2	630...1120	38,6	—	—	
Е	—	—	—	—	800...1400	50,6	—	—	
УО	63...80	10,0	—	—	80	10,2	—	—	
УА	90...118	12,8	—	—	118	13,1	—	—	
УБ	140...190	16,4	—	—	190	16,7	—	—	

Наружный диаметр и ширина обода клиноременных шкивов рассчитываются по формулам

$$d_e = d_p + 2 h_0 ,$$

$$M = (z - 1)e + 2 f .$$
(1.15)

Область применения шкивов различных типов дана в табл. 1.4. Типичная конструкция монолитного шкива показана на рис. 1.2, а, в осевом направлении шкив крепится стопорным винтом или торцевой гайкой. Шкив с диском показан на рис. 1.2, б. Толщина диска $c = (0,25 \dots 0,35)d$ (но не менее 8 мм), где d – диаметр вала.

Таблица 1.4

Пределы расчетных диаметров и число канавок клиноременных шкивов различных типов.

Сечение ремня	Расчетные диаметры шкивов, d_p , мм			Число канавок
	Монолитный	с диском	со спицами	
О	63...90	80...160	≥ 180	1...4
А	90...100	112...200	≥ 224	1...6
Б	–	125...250	≥ 280	1...7
В	–	200...355	≥ 400	1...8
Г	–	315...400	≥ 450	1...8

В дисках делают отверстия для крепления шкива при обработке, облегчения транспортировки и уменьшения массы. У литых шкивов отверстия служат так же для выхода литейных газов при отливке.

Шкивы используются при окружной скорости $V \leq 25$ м/с, в случае большей скорости – шкивы с диском. У шкивов со спицами при ширине обода $M \leq 300$ мм спицы располагаются в один ряд. При диаметре шкивов до 500 мм ставят четыре спицы, диаметре от 500 до 1600 мм – шесть спиц.

Спицы выполняют эллиптического сечения. Отношение малой оси сечения спицы к большой $a_x/c_x = 0,4 \dots 0,5$. Спицы рассчитывают на изгиб. Условная высота (большая полуось) сечения спицы в условном диаметральной сечении шкива при допуске напряжении для чугуна СЧ15 $[s_u] = 30$ МПа, $a/c = 0,4$, крутящем моменте T , выраженном в Н·мм, числе спиц z определяется по формуле

$$c = 3 \sqrt[3]{\frac{T}{0,4z}} \text{ мм.}$$
(1.16)

Размеры спицы по наружному диаметру шкива (рис. 1.2, в): $c_0 = 0,8 c$, $a_0 = 0,8 a$.

У шкивов со спицами (а также спицу) обод делают с ребрами в плоскости расположения спиц для более равномерного охлаждения и уменьшения внутренних напряжений в местах соединения спиц с ободом, а также для увеличения жесткости обода.

Высота ребра $s = h_1 + 0,02M$.

Длину ступицы l (рис. 1.2, а, б, в) назначают в зависимости от диаметра расточки шкива:

d , мм ...	18	20; 22	25; 28	32...38	40...55	60...75	80; 75
l , мм ...	30	38	45	60	85	110	135

Диаметр ступицы шкивов всех типов $d_{cm} = (1,8 \dots 2) d$.

Предельные отклонения наружного диаметра d_e шкивов - по $h11$. Неуказанные предельные отклонения обрабатываемых несопрягаемых поверхностей: отверстий по $H14$, валов $h14$, остальных - по j_s16 . Предельные отклонения угла канавки для механически обработанных шкивов не должны быть более 1^0 для ремней сечений О, А, В; $30'$ для ремней сечений С, D, Е.

Биение конусной рабочей поверхности канавки шкива на каждые 100 мм диаметра, замеренное перпендикулярно к образующей конуса, не должно превышать 0,20 мм при частоте вращения шкива до 8 с^{-1} ; 0,15 мм при частоте вращения шкива $8 \dots 16 \text{ с}^{-1}$; 0,10 мм при частоте вращения шкива более 16 с^{-1} .

Радиальное и торцевое биение обода шкивов приведены в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Радиальное и торцевое биение обода шкивов

Радиальные биения		Торцевые биения	
Диаметр D , мм	Биение, мкм	Диаметр D , мм	Биение, мкм
Свыше 50 до 120	100	Свыше 60 до 160	100
Свыше 120 до 260	120	Свыше 160 до 400	160
Свыше 260 до 500	160	Свыше 400 до 1000	250
Свыше 500 до 800	200		

Каждый шкив, для работы с окружной скоростью $V > 5 \text{ м/с}$, должен быть сбалансирован. Нормы точности статической балансировки приведены в табл. 1.6.

Таблица 1.6

Нормы точности статической балансировки

Окружная скорость D , м/с	Допускаемый дисбаланс, г·м
Свыше 5 до 10	6
Свыше 10 до 15	3
Свыше 15 до 20	2
Свыше 20	1

Рабочие поверхности канавок должны иметь шероховатость поверхности $R_a \leq 2,5 \text{ мкм}$, а при малых диаметрах шкивов $R_a \leq 1,25 \text{ мкм}$. Рабочие поверхности желательно полировать. Внутреннее отверстие ступицы под вал должно иметь шероховатость поверхности $R_a \leq 2,5 \text{ мкм}$, остальные обрабатываемые поверхности (наружный диаметр, торцы обода, ступицы) - $R_a = 6,3 \text{ мкм}$, необработанные литые поверхности - $R_a = 50 \text{ мкм}$.

Нормальная эксплуатация ременной передачи обеспечивается при условии правильного монтажа шкивов. Непараллельность осей шкивов не должна превышать 1 мм на длине 100 мм; смещение рабочих поверхностей шкивов - не более 2 мм на 1 м межосевого расстояния.

Для компенсации отклонений размеров ремней и шкивов, удобства монтажа и снятия ремней, а также для создания их натяжения и подтягивания при вытяжке, конструкция передачи должна допускать изменение межосевого расстояния для клиновых ремней $(0,025 \dots 0,01)L$.

Задания на проектирование ременной передачи приведены в приложении 1.

5.1. Пример расчета ременной передачи

Рассчитать клиноременную передачу, выполнить рабочий чертеж ведомого шкива по следующим данным: мощность на ведущем шкиве $N = 3,5$ кВт; частота вращения ведущего вала $n = 1400$ мин⁻¹; передаточное отношение $u = 2,6$; коэффициент динамичности нагрузки и режима работы $K_F = 1,2$; количество рабочих смен - 2, посадочный диаметр ступицы ведущего шкива $d = 32$ мм, ведомого шкива $d = 46$ мм.

Крутящий момент на ведущем валу

$$T = 9550 \frac{T}{n} = 9550 \frac{3,5}{1400} = 23,875 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Для передачи данного крутящего момента подходят ремни трех сечений: О, А, УО, поэтому проводим расчеты для данных типов ремней и их результаты сводим в таблицу 1.7.

Таблица 1.7

Результаты сравнительных расчетов по типам ремней

Рассчитываемые параметры	Тип сечения ремня		
	О	А	УО
1	2	3	4
Ширина ремня по нейтральному слою, b_p , мм	8,5	11	8,5
Площадь поперечного сечения ремня, A , мм ²	47	81	56
Минимальный диаметр шкива, $d_{1 \min}$, мм	63	90	63
Принимаем диаметр ведущего шкива, $d_{1 \min}$, мм	71	100	71
Коэффициент скольжения x	0,02	0,02	0,02
Диаметр ведомого шкива, $d_2 = d_1 \cdot u (1 - x)$, мм	180,91	254,8	180,91
Принимаем из стандартного ряда, d_{p2} , мм	180	250	180
Действительное передаточное отношение $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-x)}$	2,59	2,55	2,59
Отклонение передаточного отношения, Δu , %	0,5	1,9	0,5
Скорость ремня, $V = p n_1 d_1 / 60 \cdot 10^3$ м/с	5,2	7,33	5,2
Предварительное межосевое расстояние, мм, $a = d_2 (2,0167 - 0,63 \cdot u + 0,1254 \cdot u^2 - 0,009 \cdot u^3)$	193,30	268,34	193,30
Расчетная длина ремня, мм $L = 2a + \frac{p}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$	796,23	1107,43	796,23
Стандартная длина ремня, L , мм	800	1120	800
Расчетное межосевое расстояние, мм, $a = \frac{L - p [(d_1 + d_2)/2]}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{\left[L - p \frac{d_1 + d_2}{2} \right]^2 - 8 \left[\frac{d_2 - d_1}{2} \right]}$	202	284	202
Угол охвата на ведущем шкиве, град. $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(d_2 - d_1) 57,3^\circ}{a}$	149,07	149,72	149,07

1	2	3	4
Угол охвата на ведомом шкиве, град. $a_2 = 180^0 + \frac{(d_2 - d_1)57,3^0}{a}$	210,93	210,28	210,93
Угол между ветвями ремня, град. $g = 2 \arcsin \frac{(d_2 - d_1)}{2a}$	31,31	30,63	31,31
Частота перебегов ремня, $n = V/L, c^{-1}$	6,51	6,54	6,51
Эквивалентный диаметр шкива, мм $d_e = d_1(1,14 - 0,14 e^{2,43(1-u)})$	80,73	113,68	80,73
Расчетное напряжение в ремне, МПа $S_{F_t} = \frac{5,55}{n^{0,09}} - \frac{6b_p^{1,57}}{d_e} - V^2 \cdot 10^{-3}$ $S_{F_t} = (27,1 - 5,1 \cdot \lg n) b_p^{-0,421} - 49 \frac{b_p}{d_e} - 1,12 V^2 \cdot 10^{-3}$	2,523	2,355	—
Коэффициент угла охвата, $C_a = 1,24 \left(1 - e^{\left(-a/110^0 \right)} \right)$	0,920	0,922	0,920
Коэффициент режима работы, C_p	0,87	0,87	0,87
Реальные допускаемые напряжения в ремне, МПа $[S_{F_t}] = S_{F_t} \cdot C_a \cdot C_p,$	2,020	1,890	3,203
Коэффициент динамичности и режима работы, K_F	1,2	1,2	1,2
Окружная сила на ведущем шкиве, $F_{t1} = 19,1 \cdot 10^3 \frac{K_F N_1}{d_1 n_1}, \text{ Н}$	807,04	573,00	807,04
Коэффициент неравномерности нагрузки между ремнями, C_z	0,9	0,9	0,9
Число ремней в передаче $z = \frac{F_t}{[S_{F_t}] C_z A}$	9,45	4,16	5,00

Проведенные сравнительные расчеты позволяют сделать вывод, что для передачи заданного крутящего момента из проверенных типов ремней наиболее подходит ремень типа *A* с числом ремней $z = 4$.

В качестве материала шкивов принимаем чугун СЧ 15. Согласно рекомендациям будем проектировать ведущий шкив монолитным, а ведомый шкив со спицами.

Наружные диаметры шкивов

$$d_{e1} = d_{p1} + 2h_0 = 100 + 2 \cdot 3,3 = 106,6 \text{ мм},$$

$$d_{e2} = d_{p2} + 2h_0 = 250 + 2 \cdot 3,3 = 256,6 \text{ мм}.$$

Ширина обода шкивов

$$M = (z - 1)e + 2f = (4 - 1)15 + 2 \cdot 10 = 65 \text{ мм}.$$

Ведомый шкив выполняем со спицами эллиптического сечения, расположенными в один ряд. Условная высота (большая ось) сечения спицы в условном диамет-

ральном сечении ведомого шкива при допуске напряжении для чугуна СЧ 15 $[s_u] = 30$ МПа, $a/c = 0,4$, числе спиц $z = 4$

$$c = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,4z}} = \sqrt[3]{\frac{9550 \cdot 3,5 \cdot 0,95 \cdot 2,55}{0,4 \cdot 1400 \cdot 4}} = 33 \text{ мм},$$

где $\eta = 0,95$ – коэффициент полезного действия ременной передачи.

Принимаем $c_0 = 0,8$ $c = 0,8 \cdot 33 = 26,4 \text{ мм} \approx 26 \text{ мм}$

$a_0 = 0,8$ $a = 0,8 \cdot 13 = 10,4 \text{ мм} \approx 11 \text{ мм}$.

Диаметр ступицы ведомого шкива $d_{cm} = (1,8 \dots 2)d = 2 \cdot 46 = 82 \text{ мм}$, длину ступицы принимаем $l = 70 \text{ мм}$.

Допустимый дисбаланс ведомого шкива принимаем 6 г·м. Чертеж ведомого шкива приведен на рис. 1.3.

Контрольные задания приведены в приложении 1.

2. Расчет цепной передачи

Цепная передача предназначена для передачи крутящего момента от одного вала к другому. Основным элементом цепной передачи является цепь. Цепь состоит из соединенных шарнирами звеньев, которые обеспечивают подвижность или «гибкость» цепи.

Цепные передачи применяют при: средних межосевых расстояниях, жестких требованиях к габаритам, необходимости работы без проскальзывания.

Достоинства цепных передач:

- возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний;
- меньшие, чем у ременных передач, габариты;
- отсутствие скольжения;
- высокий КПД (0,95...0,97);
- малые силы, действующие на валы, так как нет необходимости в большом начальном натяжении;
- возможность быстрой замены цепи;
- возможность передачи движения нескольким звездочкам.

Вместе с тем, цепные передачи не лишены недостатков:

- работают в условиях отсутствия жидкостного трения в шарнирах, с неизбежным их износом;
- требуют более высокой точности установки валов, чем ременные передачи;
- скорость движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, непостоянна, что вызывает колебания передаточного отношения, хотя эти колебания небольшие.

1.2. Типы цепей

Цепи, применяемые в машиностроении, по характеру выполняемой ими работы подразделяются на две группы: приводные и тяговые.

В качестве приводных применяются в основном роликовые и втулочные цепи. Для них характерны малые шаги (для уменьшения динамических нагрузок) и износостойчивые шарниры (для обеспечения долговечности).

Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг и ширина, основной силовой характеристикой - разрушающая нагрузка, устанавливаемая опыт-

ным путем. В соответствии с международными стандартами применяют цепи с шагом, кратным 25,4 мм.

В настоящее время изготавливают приводные роликовые и втулочные цепи по ГОСТ 13568-75:

ПРЛ – роликовые однорядные нормальной точности;

ПР – роликовые повышенной точности;

ПВ – втулочные.

Роликовые цепи (рис. 2.1) – это цепи со звеньями, каждое из которых выполнено из двух пластин, напрессованных на валики (наружные звенья) или на втулки (внутренние звенья). Втулки надеты на валики сопряженных звеньев и образуют шарниры. Наружные и внутренние звенья цепи чередуются.

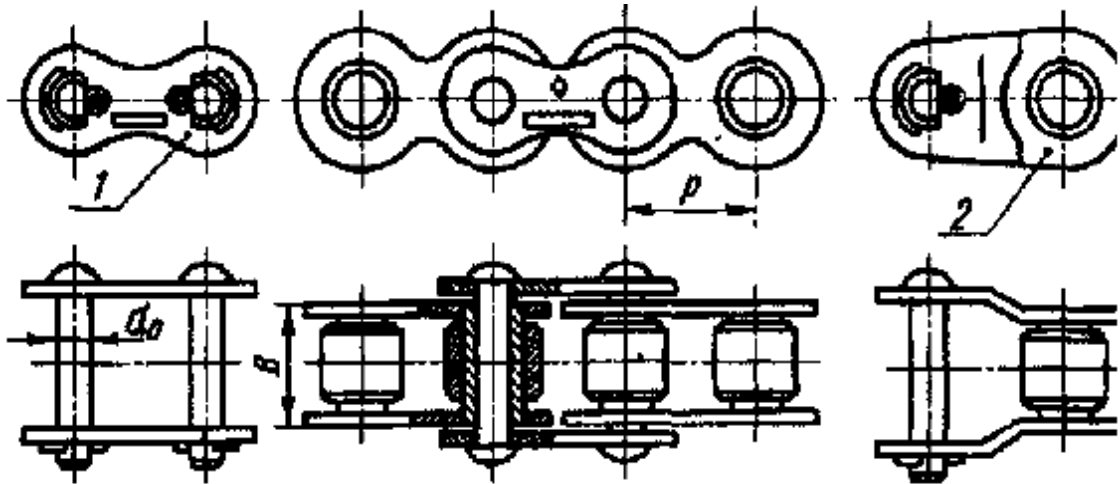


Рис.2.1. Приводная роликовая однорядная цепь:
1 — соединительное звено; 2 — переходное звено

Втулки, в свою очередь, несут ролики, которые входят во впадины между зубьями на звездочках и сцепляются со звездочками. Благодаря роликам трение скольжения между цепью и звездочкой заменяется трением качения, что уменьшает износ зубьев и звездочек. Пластины очерчивают контуром, приближающим пластины к телам равного сопротивления растяжения.

Концы валиков расклепывают, поэтому звенья цепи неразъемные.

При больших нагрузках и скоростях во избежание применения цепей с большими шагами, неблагоприятных в отношении динамических нагрузок, применяют многорядные цепи. Их составляют из тех же элементов, что и однорядные, только их валики имеют увеличенную длину. Передаваемые мощности и разрушающие нагрузки многорядных цепей пропорциональны числу рядов. Соответственно, в таких цепных передачах применяют звездочки с двумя, тремя, четырьмя, шестью, а в ряде случаев и восьмью зубчатыми венцами. Наиболее широко распространены звездочки, предназначенные для работы с однорядными приводными цепями. В многорядных зубчатых венцах (шесть и более) применяют звездочки и приводные цепи с очень высокой точностью. Еще более высокие требования предъявляют к монтажу и эксплуатации таких звездочек: в многорядной цепи радиальный зазор в шарнирах меньше, чем в однорядной цепи, поэтому способность цепи осуществлять поворот в пространстве на некоторый угол снижается пропорционально числу рядов.

Основные характеристики роликовых цепей повышенной точности ПР приведены в табл. 2.1.

Приводные роликовые цепи по ГОСТ 13568-75*

Обозначение цепи	Шаг цепи t , мм	Расстояние между внутренними пластинами B_{BH} , мм	Диаметр валика d , мм	Диаметр ролика d_f , мм	Ширина внутреннего звена B , мм	Проекция площади шарнира A , мм	Разрушающая нагрузка Q_p , кН	Масса 1 м цепи q , кг
ПР-8-460	8,000	3,00	2,31	5,00	4,77	11,0	4,60	0,20
ПР-9525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,53	28,0	9,10	0,45
ПР-12,7-900-1	12,700	2,40	3,66	7,75	4,90	17,9	9,00	0,30
ПР-12,7-900-2	12,700	3,30	3,66	7,75	5,80	21,0	9,00	0,35
ПР-12,7-1820-1	12,700	5,40	4,45	8,51	8,90	40,0	18,20	0,65
ПР-12,7-1820-2*	12,700	7,75	4,45	8,51	11,30	50,0	18,20	0,75
ПР-15,875-2270-1	15,875	6,48	5,08	10,16	10,78	55,0	22,70	0,80
ПР-15,875-2270-2*	15,875	9,65	5,08	10,16	13,95	71,0	22,70	1,00
ПР-19,05-3180*	19,050	12,70	5,96	11,91	17,75	105,0	31,80	1,90
ПР-25,4-5670*	25,400	15,88	7,95	15,88	22,61	180,0	56,70	2,60
ПР-31,75-8850*	31,750	19,05	9,55	19,05	27,46	260,0	88,50	3,80
ПР-38,1-12700*	38,100	25,40	11,10	22,23	35,46	395,0	127,00	5,50
ПР-44,45-17240*	44,450	25,40	12,70	25,70	37,19	475,0	172,40	7,50
ПР-50,8-22680*	50,800	31,75	14,29	28,58	45,21	645,0	226,80	9,70

*Цепи, которые могут изготавливаться двух или трехрядными

Роликовые цепи нормальной точности ПРЛ стандартизованы в диапазоне шагов 15,875...50,8 мм и рассчитаны на разрушающую нагрузку на 10...30% меньше, чем у цепей повышенной точности.

Втулочные цепи ПВ по конструкции совпадают с роликовыми, но не имеют роликов, что удешевляет цепь, уменьшает габариты и массу при увеличенной площади проекции шарнира (рис.2.1). Эти цепи изготовляют с шагом только 9,525 мм и применяют, в частности, в автомобилях и мотоциклах (для привода к распределительному валу). Цепи показывают достаточную работоспособность.

2.2. Основные параметры приводных цепных передач.

Частоты вращения звездочек и скорость ограничиваются величиной силы удара, возникающей между зубом звездочки и шарниром цепи, износом и шумом передач. Наиболее рекомендуемые и предельные частоты вращения звездочек приведены в табл. 2.2. Скорость движения цепи обычно не превышает 15 м/с, однако в передачах с цепями и звездочками высокого качества при эффективных способах смазки достигает 35 м/с.

Средняя скорость цепи, м/с,

$$V = \frac{z \cdot n \cdot t}{6 \cdot 10^4}, \quad (2.1)$$

где z – число зубьев звездочки;

n – частота вращения звездочки мин⁻¹;

t – шаг цепи, мм.

Таблица 2.2

Наибольшие рекомендуемые $n_{н.р.}$ и предельные $n_{пр.}$ частоты вращения малой звездочки (мин⁻¹).

Тип цепи	Шаг цепи t , мм									
	8	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
ПВ, ПРЛ, ПР	$\frac{3000}{6000}$	$\frac{2500}{5000}$	$\frac{1250}{3150}$	$\frac{1000}{2300}$	$\frac{900}{1800}$	$\frac{700}{1200}$	$\frac{500}{1000}$	$\frac{400}{900}$	$\frac{300}{600}$	$\frac{250}{450}$

Примечания:
 1. В числителе приведены значения частоты вращения $n_{н.р.}$, в знаменателе $n_{пр.}$.
 2. При частоте вращения $n_{н.р.}$, число зубьев малой звездочки должно быть $z_1 \geq 15$.
 При $n_{пр}$ $z_1 \geq 20$ необходима повышенная точность изготовления звездочек.

Передаточное отношение в цепной передаче

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.2)$$

где z_1, z_2 – числа зубьев ведущей и ведомой звездочек.

Передаточное отношение ограничивается габаритами передачи, углами обхвата и числами зубьев. Обычно $u \leq 7$.

Минимальные числа зубьев звездочек ограничиваются износом шарниров, динамическими нагрузками, а также шумом передачи. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше износ, так как угол поворота звена при набегании цепи на звездочку и сбегании с нее равен $360^\circ/z$. Минимальное число зубьев роликовых цепей в зависимости от передаточного отношения выбирается по эмпирической зависимости:

$$z_{1\min} = 29 - 2u \geq 13. \quad (2.3)$$

В зависимости от частоты вращения малой звездочки выбирают минимальное число зубьев малой звездочки $Z_{1\min}$: при высоких частотах вращения $Z_{1\min} = 19 \dots 23$; средних $Z_{1\min} = 17 \dots 19$; при низких $Z_{1\min} = 13 \dots 15$. Максимальное число зубьев при использовании роликовых цепей величиной $100 \dots 120$.

Предпочтительно выбрать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу. Еще более благоприятно, с точки зрения износа, выбирать число зубьев малой звездочки из ряда простых чисел.

Минимальное межосевое расстояние a_{\min} определяется из условий:

1. отсутствие интерференции (т.е. пересечения) звездочек

$$a_{\min} \geq 0,5 (D_{e1} + D_{e2}), \quad (2.4)$$

где D_{e1}, D_{e2} – наружные диаметры звездочек;

2. чтобы угол обхвата малой звездочки был больше 120° , т.е. угол наклона каждой ветки к оси передачи был меньше 30°

$$a_{\min} \geq d_2 - d_1. \quad (2.5)$$

Оптимальное межосевое расстояние

$$a = (30 \dots 50)t. \quad (2.6)$$

Обычно межосевое расстояние рекомендуется ограничивать величиной

$$a_{\max} = 80t. \quad (2.7)$$

Потребное число звеньев цепи W определяют по предварительно выбранному межосевому расстоянию a , шагу t и числу зубьев звездочки z_1 и z_2

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + 2\frac{a}{t} + \frac{t}{a} \left(\frac{z_2 - z_1}{2} p \right)^2. \quad (2.8)$$

Полученное значение W округляется до ближайшего целого (желательно четного) числа.

Расстояние между осями звездочек по выбранному числу звеньев цепи (без учета провисания цепи) определяется по формуле

$$a = \frac{t}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2p} \right)^2} \right]. \quad (2.9)$$

Цепь должна иметь некоторое провисание во избежание повышенной нагрузки от силы тяжести и радиального биения звездочек. Для этого межосевое расстояние уменьшают на $(0,002 \dots 0,004)a$.

Шаг цепи принят за основной параметр цепной передачи. Цепи с большим шагом имеют большую несущую способность, но допускают значительно меньшие частоты вращения, они работают с большими динамическими нагрузками и шумом. Следует выбирать цепь с минимально допустимым для данной нагрузки шагом. Обычно

$$\frac{a}{80} \leq t \leq \frac{a}{25}. \quad (2.10)$$

Допустимые шаги цепи по критерию быстроходности передачи приведены в табл. 2.2.

3.2. Расчет цепных передач по тяговой способности.

Основным критерием работоспособности цепных передач является износостойкость шарниров цепи. Несущая способность цепных передач определяется согласно условию, по которому давление в шарнирах не должно превышать допустимого в данных условиях эксплуатации.

Допустимая полезная сила, которую может передавать цепь с шарниром скольжения

$$F = \frac{[p]_0 A}{K_9}, \quad (2.11)$$

где $[p]_0$ – допускаемое давление, МПа, в шарнирах для средних эксплуатационных условий (табл.2.3),

$A = dV_{\text{вн}}$ – проекция опорной поверхности шарнира, мм², при диаметре валика d и ширине внутреннего звена $V_{\text{вн}}$ (см.табл.2.1)

K_9 – коэффициент эксплуатации.

Таблица 2.3.

Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей

Шаг цепи t , мм	$[p]_0$ МПа, при частоте вращения малой звездочки, мин ⁻¹											
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800	3200
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5	16,5	15	14	-
19,05...25,1	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15	-	-	-	-
31,75...38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-	-	-	-	-
44,45...50,8	35	26	21	17,5	15	-	-	-	-	-	-	-

Коэффициент эксплуатации K_9 может быть представлен в виде произведения частных коэффициентов

$$K_9 = K_\partial \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{рег} \cdot K_{см} \cdot K_{реж} \cdot K_T, \quad (2.12)$$

где K_∂ – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки:

при спокойной нагрузке $K_\partial = 1$;

при нагрузке с толчками $K_\partial = 1,2 \dots 1,5$;

при сильных ударах $K_\partial = 1,8$;

K_a – коэффициент межосевого расстояния:

при $a = (30 \dots 50) t$ принимают $K_a = 1$;

при $a < 25 t$ принимают $K_a = 1,25$;

при $a = (60 \dots 80) t$ принимают $K_a = 0,9$;

K_n – коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту:

при угле наклона линии центров звездочек под углом к горизонту $y \leq 45^\circ$

принимают $K_n = 1$;

при $y > 45^\circ$ принимают $K_n = 0,15\sqrt{y}$;

$K_{рег}$ – коэффициент учитывающий регулировку передачи:

для передач с регулировкой положения оси одной из звездочек $K_{рег} = 1$,

для передач оттяжными звездочками или нажимными роликами $K_{рег} = 1,1$,

для передач с нерегулируемыми осями $K_{рег} = 1,25$;

$K_{см}$ – коэффициент учитывающий характер смазывания:

при непрерывном смазывании в масляной ванне или насоса $K_{см} = 0,8$,

при регулярном капельном или внутришарнирном смазывании $K_{см} = 1$,

при периодическом смазывании $K_{см} = 1,5$;

$K_{реж}$ – коэффициент учитывающий режим работы передачи:

при односменной работе $K_{реж} = 1$,

при двухсменной работе $K_{реж} \approx 1,25$,

при трехсменной $K_{реж} \approx 1,45$;

K_T – температурный коэффициент, при $-25^\circ < T < 150^\circ \text{C}$ принимают равным $K_T = 1$.

При оценке значения коэффициента эксплуатации необходимо хотя бы ориентировочно учитывать случайный характер ряда влияющих на него параметров.

Если по результатам расчета получаются значения коэффициента, $K_9 \geq 2 \dots 3$, то нужно принять конструктивные мера по улучшению работы передачи.

Допустимый момент (Н·м) на малой звездочке

$$T_1 = \frac{F t z_1}{2p \cdot 10^3}. \quad (2.13)$$

Шаг цепи определяется по формуле

$$t = 18,5 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_9}{0,25 z_1 m_p [p]_o}}, \quad (2.14)$$

где m_p – коэффициент рядности цепи, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам

z_p	1	2	3
m_p	1	1,7	2,5

Ориентировочное значение шага однорядной цепи (мм)

$$t = (12,8 \dots 13,5) \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}}, \quad (2.15)$$

где 12,8 – коэффициент для цепей ПР;

13,5 – коэффициент для цепей ПРЛ.

Подбор цепных передач производится в следующем порядке. Сначала определяется или выбирается число зубьев малой звездочки и проверяется число зубьев большой звездочки. Затем задаются шагами цепи с учетом частоты вращения малой звездочки по табл. 2.2 или предварительно определяют шаг по одной из формул (2.14), (2.15), в частности, задавшись ориентировочным значением K_3 .

Затем в порядке проверочного расчета по формуле (2.13) определяют момент на малой звездочке, который может передавать цепь, и сравнивают с заданным. Обычно эти расчеты производятся при нескольких, близких к оптимальным сочетаниям параметров и выбирается оптимальный вариант.

4.2. Определение постоянных сил в ветвях цепи и нагрузки на валы

Ведущая ветвь цепи в процессе работы испытывает постоянную нагрузку F_1 , состоящую из полезной силы F_t и силы натяжения ведомой ветви F_2

$$F_1 = F_t + F_2. \quad (2.16)$$

Натяжение ведомой ветви с заведомым запасом

$$F_2 = F_q + F_u, \quad (2.17)$$

где F_q – натяжение от действия силы тяжести, Н;

F_u – натяжение от действия центробежных нагрузок на звенья цепи, Н.

Натяжение от силы тяжести определяется приближенно, как для абсолютно гибкой нити

$$F_q = 60 a q \cos \psi \geq 10 q, \quad (2.18)$$

где q – масса одного метра цепи, кг;

a – межосевое расстояние, м,

ψ – угол наклона передачи к горизонту, град.

Натяжение от центробежных нагрузок

$$F_u = q V^2, \quad (2.19)$$

где V – скорость движения цепи, м/с.

Расчетная нагрузка на валы цепной передачи несколько больше окружной силы вследствие натяжения цепи от массы. Приближенно нагрузку, действующую на вал принимают

$$F_p = k_m F_t, \quad (2.20)$$

где k_m – коэффициент угла наклона передачи к горизонту:

для передач, наклоненных к горизонту до 40° $k_m = 1,15 \dots 1,20$,

для передач наклоненных к горизонту свыше 40° $k_m = 1,05$.

5.2. Конструирование приводных звездочек

По назначению звездочки делятся на ведущие, ведомые и вспомогательные (натяжные, оттяжные, обводные). По конструктивному исполнению различают звездочки со спицами, без спиц, цельные, составные из диска и ступицы. Основные эле-

менты звездочек проектируются так же, как аналогичные элементы зубчатых колес и шкивов.

Профилирование звездочек для приводных роликовых и втулочных цепей производится по ГОСТ 591-69, предусматривающему износоустойчивые выпукловогнутые профили со смещением и без смещения центров дуг впадин. Профиль со смещением центров дуг впадин (рис. 2.2), рекомендуемый как основной, компенсирует разноразмерность по шагу и применяется в нереверсивных передачах. Профиль без смещения центров дуг не компенсирует разноразмерности по шагу цепи и применяется в реверсивных передачах.

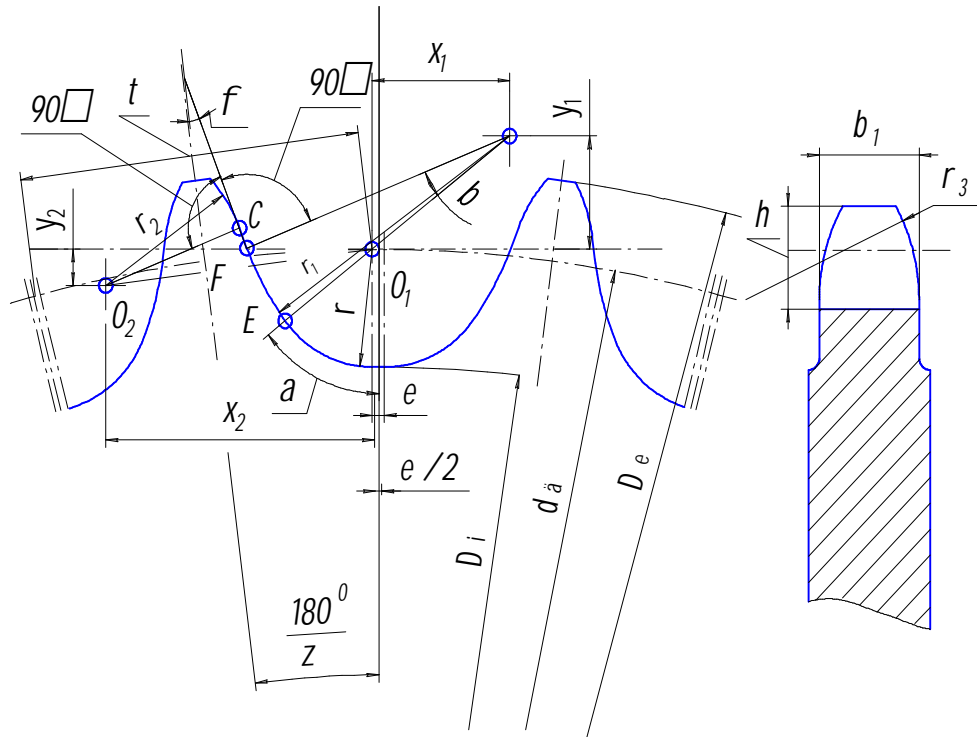


Рис. 2.2 Профиль со смещением центров дуг впадин

Диаметр делительной окружности звездочки

$$d_0 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}. \quad (2.21)$$

Диаметр окружности выступов звездочки

$$D_e = t \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} \right). \quad (2.22)$$

Диаметр окружности впадин звездочки

$$D_i = d_0 - 2r. \quad (2.23)$$

Радиус впадины

$$r = 0,5025 d_1 + 0,05, \quad (2.24)$$

где d_1 – диаметр ролика.

Радиус сопряжения

$$r_1 = 1,3025 d_1 + 0,05. \quad (2.25)$$

Радиус головки зуба

$$r_2 = d_1 (1,24 \cos j + 0,8 \cos b - 1,3025) - 0,05. \quad (2.26)$$

Половина угла впадины

$$a = 55^\circ - \frac{60^\circ}{z}. \quad (2.27)$$

Угол сопряжения

$$b = 18^\circ - \frac{56^\circ}{z}. \quad (2.28)$$

Угол профиля зуба

$$j = 17^\circ - \frac{64^\circ}{z}. \quad (2.29)$$

Прямой участок профиля

$$FC = d_1 (1,24 \sin j - 0,8 \sin b). \quad (2.30)$$

Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги выступа зуба

$$O O_2 = 1,24 d_1. \quad (2.31)$$

Смещение центров дуг впадин

$$e = 0,03 t. \quad (2.32)$$

Координаты точки O_1

$$\begin{cases} x_1 = 0,8 \sin a \\ y_1 = 0,8 \cos a \end{cases}. \quad (2.33)$$

Координаты точки O_1

$$\begin{cases} x_2 = 1,24 d_1 \cos \frac{180^\circ}{z} \\ y_2 = 1,24 d_1 \sin \frac{180^\circ}{z} \end{cases}. \quad (2.34)$$

Ширина зубчатого венца звездочки для одно, двух, трехрядной цепей

$$b_1 \cong 0,9 B_{\text{вн}} - 0,15. \quad (2.35)$$

Радиус зуба в продольном сечении (для плавного набегания зубьев)

$$r_3 \approx 1,7 d_1. \quad (2.36)$$

Координата центра кривизны зуба в продольном сечении

$$h \approx 0,8 d_1. \quad (2.37)$$

В зависимости от скорости движения цепи ГОСТ 591-69 устанавливает три класса точности изготовления. Звездочки первого класса точности используются при скорости $V > 8$ м/с, второго класса при $V < 8$ м/с, третьего класса при $V \leq 3$ м/с.

Материал для звездочек выбирается в зависимости от условий эксплуатации передач. Рекомендации по выбору материала звездочек и необходимой термической обработки приведены в табл. 2.4.

Задания на проектирование цепной передачи приведены в приложении 2.

Таблица 2.4

Материалы, термическая обработка и твердость звездочек

Материал	Вид термообработки	Твердость	S_g , МПа	Область применения
1	2	3	4	5
Сталь 15,20	Цементация, закалка, отпуск	<i>HRC</i> 55...60	900	Ведущие и ведомые звездочки с $z \leq 25$ при ударных нагрузках
Сталь 45, 45Г, 50, 50Г	Закалка, отпуск	<i>HRC</i> 45...50	1300	Ведущие и ведомые звездочки с $z \leq 40$, работающие без резких толчков и ударов
Сталь 15Х, 20Х	Цементация, закалка, отпуск	<i>HRC</i> 55...60	1000	Ведущие и ведомые звездочки с $z \leq 30$ при динамических нагрузках
Сталь 40Х, 40ХН, 45ХН	Закалка, отпуск. Закалка токами высокой частоты, отпуск	<i>HRC</i> 50...55	1500	Ведущие и ведомые звездочки ответственного назначения в цепях повышенного качества
Чугун СЧ18	Закалка, отпуск	<i>HB</i> 321...429	180...280	Ведущие и ведомые звездочки с $z \leq 25$. Для работы со скоростью $V \leq 3$ м/с

6.2. Пример расчета цепной передачи

Спроектировать горизонтальную цепную передачу роликковой приводной цепью, передающую мощность $N = 7,5$ кВт., частота вращения ведущего вала $n = 900$ мин⁻¹, диаметр ведущего вала $d_g = 32$ мм. Передаточное отношение $u = 2$. Коэффициент динамичности нагрузки $K_d = 1,3$. Работа двухсменная. Рассчитать параметры ведущей звездочки и выполнить ее рабочий чертеж.

Минимальное число зубьев роликковых цепей в зависимости от передаточного отношения определяем по эмпирической зависимости

$$z_{1\min} = 29 - 2u \geq 13 = 29 - 2 \cdot 2 = 25 > 13 .$$

Принимаем $z_{1\min} = z_1 = 25$.

Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = u z_1 = 2 \cdot 25 = 50$.

Крутящий момент, передаваемый цепной передачей

$$T_1 = 9550 \frac{N}{n_1} = 9550 \frac{7,5}{900} = 79,583 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Дальнейшие расчеты проводим для роликковых цепей ПР и ПРЛ. Результаты этих расчетов сводим в таблицу 2.5.

Результаты сравнительных расчетов по типам цепей

Рассчитываемые параметры	Типы цепей	
	ПРЛ	ПР
1	2	3
Ориентировочное значение шага $t = (12,8 \dots 13,5) \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}}, \text{ мм}$	19,859	18,829
Значение стандартного шага цепи по ГОСТ 13568-75, мм	25,4	19,05
Скорость движения цепи, $V = \frac{z_1 n_1 t}{6 \cdot 10^4}, \text{ м/с}$	9,53	7,14
Обозначение цепи	ПР - 25,4 - 5670	ПР-19,05 - 3180
Расстояние между внутренними пластинами цепи $B_{BH}, \text{ мм}$	15,88	12,7
Диаметр валика $d, \text{ мм}$	7,95	5,96
Диаметр ролика $d_1, \text{ мм}$	15,88	11,91
Ширина внутреннего звена цепи $B, \text{ мм}$	22,61	17,75
Площадь проекции шарнира цепи $A, \text{ мм}$	180	105
Разрушающая нагрузка $Q_p, \text{ кН}$	56,7	31,8
Масса одного погонного метра цепи $q, \text{ кг}$	2,6	1,9
Коэффициент межосевого расстояния, K_a	1	1
Коэффициент, учитывающий наклон передачи к горизонту, K_n	1	1
Коэффициент, учитывающий регулировку передачи, $K_{рег}$	1,1	1,1
Коэффициент, учитывающий смазывание передачи, $K_{см}$	0,8	0,8
Коэффициент, учитывающий режим работы передачи, $K_{реж}$	1,25	1,25
Температурный коэффициент, K_T	1	1
Коэффициент эксплуатации $K_\varnothing = K_\delta \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{рег} \cdot K_{см} \cdot K_{реж} \cdot K_T$	1,1	1,1
Допускаемое давление в шарнире, $[p_0], \text{ МПа}$	20	20
Допускаемая полезная передаваемая сила $F = \frac{[p_0] A}{K_\varnothing}, \text{ Н}$	3272,73	1909,09
Крутящий момент на малой звездочке передачи $T_1 = \frac{F \cdot t \cdot z_1}{2p \cdot 10^3}, \text{ Н·м}$	330,75	144,70
Натяжение цепи от силы тяжести, $F_q = 10q, \text{ Н}$	26	19
Натяжение цепи от центробежных нагрузок, $F_u = q \cdot V^2, \text{ Н}$	235,89	96,96

1	2	3
Натяжение в ведомой ветви цепной передачи, $F_2 = F_q + F_u, \text{ Н}$	261,89	115,96
Натяжение в ведущей ветви цепной передачи, $F_1 = F_t + F_2 = \frac{N}{V} + F_2, \text{ Н}$	1049,29	1165,83
Нагрузка, действующая на валы передачи при $k_m=1,2$ $F_p = k_m \frac{N}{V}, \text{ Н}$	944,88	1259,84

Проведенные сравнительные расчеты цепных передач, осуществляемых с помощью цепей ПР и ПРЛ, позволяют сделать вывод, что при одинаковых коэффициентах эксплуатации и приблизительно одинаковых силовых параметрах передач, целесообразно выбрать приводную цепь типа ПРЛ, так как при ее использовании возникают меньшие силы, действующие на валы передачи.

В качестве приводной цепи выбираем цепь ПРЛ-25,4-5670.

Определяем основные параметры цепной передачи.

Оптимальное межосевое расстояние цепной передачи

$$a = (30 \dots 50)t = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм.}$$

Потребное число звеньев цепи

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + 2 \frac{a}{t} + \frac{t}{a} \left(\frac{z_2 - z_1}{2} p \right)^2 = \frac{25 + 50}{2} + 2 \frac{1016}{25,4} + \frac{25,4}{1016} \left(\frac{50 - 25}{2} p \right)^2 = 144,46$$

Принимаем $W = 144$.

Расстояние между осями звездочек (межосевое расстояние)

$$a = \frac{t}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2p} \right)^2} \right] = \frac{25,4}{4} \left[144 - \frac{25 + 50}{2} + \sqrt{\left(144 - \frac{25 + 50}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{50 - 25}{2p} \right)^2} \right] = 1015,997 \text{ мм}$$

Цепь должна иметь некоторое провисание во избежание повышенной нагрузки от силы тяжести и радиального биения звездочек. Поэтому уменьшаем межосевое расстояние на $0,004a$. Окончательно принимаем межосевое расстояние в передаче $a = 1011,933 \text{ мм}$.

При проектировании звездочек выбираем основной профиль со смещением, так как он компенсирует разномерность по шагу. Класс точности звездочек – 2. В качестве материала звездочек принимаем сталь 20X, подвергаемую цементации, закалке с последующим отпуском. Твердость поверхности зубьев $HRC 55 \dots 60$.

Производим расчет геометрических параметров профиля зуба ведущей звездочки.

Диаметр делительной окружности звездочки

$$d_{\partial} = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^{\circ}}{z}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180^{\circ}}{25}\right)} = 202,659 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности выступов звездочки

$$D_e = t \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^{\circ}}{z} \right) = 25,4 \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^{\circ}}{25} \right) = 213,761 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности впадин звездочки

$$D_i = d_{\partial} - 2r = 202,659 - 2 \cdot 8,029 = 186,6 \text{ мм.}$$

Радиус впадины $r = 0,5025 d_1 + 0,05 = 0,5025 \cdot 15,88 = 8,029 \text{ мм.}$

Радиус сопряжения

$$r_1 = 1,3025 d_1 + 0,05 = 1,3025 \cdot 15,88 + 0,05 = 20,734 \text{ мм.}$$

Половина угла впадины $a = 55^{\circ} - \frac{60^{\circ}}{z} = 55^{\circ} - \frac{60^{\circ}}{25} = 52,6^{\circ}.$

Угол сопряжения $b = 18^{\circ} - \frac{56^{\circ}}{z} = 18^{\circ} - \frac{56^{\circ}}{25} = 15,7954^{\circ}.$

Угол профиля зуба $j = 17^{\circ} - \frac{64^{\circ}}{z} = 17^{\circ} - \frac{64^{\circ}}{25} = 13,64^{\circ}.$

Радиус головки зуба

$$\begin{aligned} r_2 &= d_1 (1,24 \cos j + 0,8 \cos b - 1,3025) - 0,05 = \\ &= 15,88 (1,24 \cos 13,64^{\circ} + 0,8 \cos 15,7954^{\circ} - 1,3025) - 0,05 = 10,676 \text{ мм} \end{aligned}$$

Прямой участок профиля

$$\begin{aligned} FC &= d_1 (1,24 \sin j - 0,8 \sin b) = 15,88 (1,24 \sin 13,64^{\circ} - 0,8 \sin 15,7954^{\circ}) = \\ &= 1,466 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги выступа зуба

$$O O_2 = 1,24 d_1 = 1,24 \cdot 15,88 = 19,691 \text{ мм.}$$

Смещение центров дуг впадин $e = 0,03 t = 0,03 \cdot 25,4 = 0,762 \text{ мм.}$

Координаты точки O_1

$$\begin{cases} x_1 = 0,8 \sin a = 0,8 \sin 52,6^{\circ} = 10,092 \text{ мм,} \\ y_1 = 0,8 \cos a = 0,8 \cos 52,6^{\circ} = 7,716 \text{ мм.} \end{cases}$$

Координаты точки O_1

$$\begin{cases} x_2 = 1,24 d_1 \cos \frac{180^{\circ}}{z} = 1,24 \cdot 15,88 \cos \frac{180^{\circ}}{25} = 19,535 \text{ мм,} \\ y_2 = 1,24 d_1 \sin \frac{180^{\circ}}{z} = 1,24 \cdot 15,88 \sin \frac{180^{\circ}}{25} = 2,468 \text{ мм.} \end{cases}$$

Ширина зубчатого венца звездочки

$$b_1 \cong 0,9 B_{\text{вн}} - 0,15 = 0,9 \cdot 15,88 - 0,15 = 14 \text{ мм.}$$

Радиус зуба в продольном сечении (для плавного набегания зубьев)

$$r_3 \approx 1,7 d_1 = 1,7 \cdot 15,88 = 27 \text{ мм.}$$

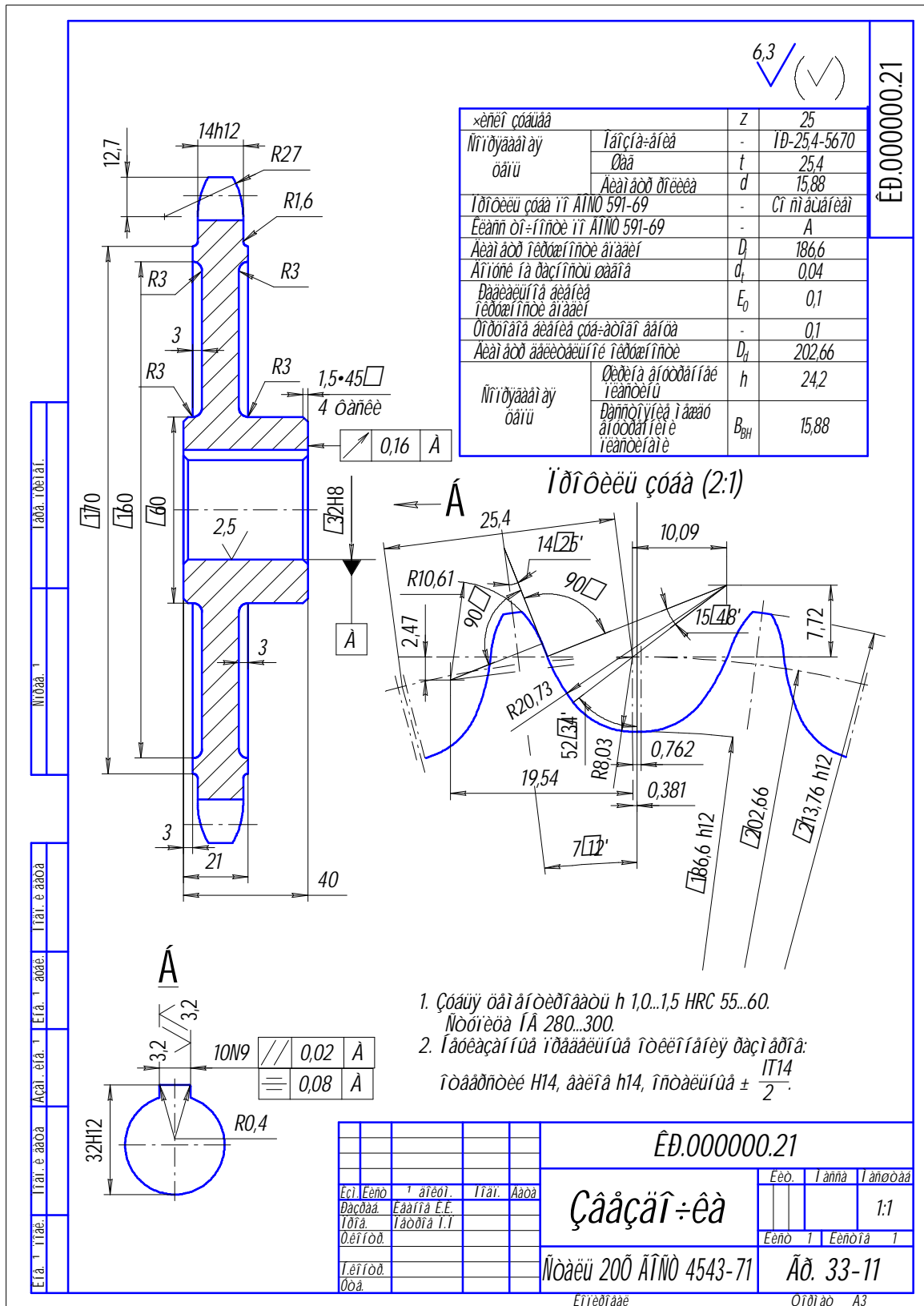


Рис. 2.3. Рабочий чертеж ведущей звездочки

Координата центра кривизны зуба в продольном сечении

$$h \approx 0,8 d_1 = 0,8 \cdot 15,88 = 12,7 \text{ мм.}$$

Рабочий чертеж ведущей звездочки приведен на рис. 2.3.

3. Расчет вала на подшипниках качения

1.3. Проектировочный расчет валов

Основными условиями, которым должны отвечать конструкции валов, являются достаточная прочность, жесткость, обеспечивающая нормальную работу зубчатых зацеплений, передача гибкой связью и подшипников, технологичность конструкции и экономия материала.

В качестве материалов для валов используются углеродистые и легированные стали. Основные марки сталей для валов приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Характеристики основных марок сталей

Марка стали	Твердость, НВ, не менее	σ_B , МПа	σ_T , МПа	τ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа
Сталь 45	197	610	360	210	270	150
40Х	217	1000	800	480	450	250
40ХН	229	1000	800	480	450	250
12ХН3А	217	950	700	420	420	240
18ХГТ	217	1000	900	540	450	250
30ХГТ	229	1500	1300	780	670	380

Расчет вала осуществляется в три этапа: ориентировочный расчет вала на кручение; расчет на сложное сопротивление (изгиб и кручение); проверка запаса прочности по выносливости в наиболее опасных сечениях.

Для расчета на сложное сопротивление необходимо составить расчетную схему вала: разметить точки, в которых расположены условные опоры, определить величину и направление действующих на вал сил, а также точки их приложения.

Опору воспринимающую радиальные и осевые нагрузки считают шарнирно-неподвижной, а опору, воспринимающую только радиальную нагрузку - шарнирно-подвижной. В случае применения в опоре радиального подшипника, точка приложения нагрузки считается расположенной по середине подшипника. Аналогичным образом ведется расчет и в случае, если в опоре установлен двухрядный сферический подшипник.

Действующие на вал расчетные силы и моменты считаются сосредоточенными и расположенными по середине длины воспринимающих их элементов.

При определении направления действия сил в зубчатых зацеплениях следует учитывать, что на ведомом колесе окружная сила является движущей и направлена в сторону вращения. На ведущей шестерне окружная сила является реакцией со стороны ведомого колеса и направлена в сторону, противоположную вращению. Радиальное усилие в цилиндрических колесах направлено к центру колеса.

Если на вал насажен шкив ременной передачи или звездочка цепной передачи, то действующая на вал нагрузка направлена по линии, соединяющей оси шкивов или звездочек.

Приведенные рассуждения позволяют составить расчетную схему вала и рассчитать его на сложное сопротивление.

По мере выполнения расчетов могут изменяться отдельные элементы компоновочной схемы, например ширина подшипников и их расположение. В этом случае в схему вносят изменения и расчеты уточняются.

После составления расчетной схемы вала строят эпюры изгибающих моментов в различных плоскостях, суммарных изгибающих моментов, крутящих моментов, а также эпюры приведенных моментов.

После построения эпюр изгибающих моментов в двух взаимно перпендикулярных плоскостях x , y строят эпюру суммарных изгибающих моментов

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}, \quad (3.1)$$

При построении эпюры приведенных моментов обычно используют третью гипотезу прочности. На основе этой гипотезы приведенный момент определяют по зависимости

$$M_{np} = \sqrt{M_u^2 + (a T)^2}. \quad (3.2)$$

Коэффициент a учитывает различие в характеристиках циклов напряжений изгиба и кручения. При реверсивном режиме нагружения $a = 1$. В неревверсивной передаче

$$a = \frac{[\sigma_{-1}]}{[\sigma_0]}, \quad (3.3)$$

где $[\sigma_{-1}]$ - допускаемое знакопеременное напряжение для валов, МПа;

$[\sigma_0]$ - допускаемое пульсирующее от нуля напряжение для валов, МПа.

Усредненные значения допускаемых напряжений для валов приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Усредненные значения допускаемых напряжений для валов

Материал вала	σ_B , МПа	$[\sigma_0]$, МПа	$[\sigma_{-1}]$, МПа
Сталь углеродистая	400	70	40
	500	75	45
	600	95	55
	700	110	65
Сталь легированная	800	130	75
	1000	150	90

Расчетный диаметр вала в характерных точках

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0,1[\sigma_{-1}]}}. \quad (3.4)$$

Диаметры посадочных поверхностей (под ступицы зубчатых колес, шкивов, звездочек и других деталей) выбирают из стандартного ряда посадочных размеров, посадочные диаметры под подшипники качения – из стандартного ряда посадочных диаметров подшипников качения. Окончательно диаметры валов должны быть согласованы с диаметрами подшипников [2]. Из двух размеров – вал или подшипник – выбирается больший.

До перехода к следующим этапам расчета и конструирования валов должны быть подобраны подшипники качения.

2.3. Подбор и расчет подшипников качения

В качестве опор вращающихся валов и осей используются стандартные подшипники качения. Основными параметрами, характеризующими типоразмер подшипника, являются: динамическая грузоподъемность C , статическая грузоподъемность C_0 , предельная частота вращения n .

В курсовой работе целесообразно принимать радиальные двухрядные сферические подшипники, т.к. предполагается, что подшипники расположены в разных корпусах, т.е. существует несоосность отверстий под подшипники.

К данным типам подшипников относятся радиальные шариковые двухрядные сферические (тип 1000) и радиальные роликовые двухрядные сферические (тип 3000) подшипники нулевого класса точности. Их выполняют со сферической поверхностью на наружном кольце, описанной из центра подшипника, что обеспечивает нормальную работу подшипника при перекосе оси внутреннего кольца относительно внешнего до 4° . Данные типы подшипников предназначены для восприятия практически только радиальных нагрузок. Основные характеристики подшипников приведены в табл. 3.3, 3.4, [3].

Поскольку в ходе выполнения курсовой работы уже определены посадочные диаметры подшипников и выбраны типы подшипников, поэтому расчеты обычно сводятся к проверке выбранного подшипника, а так же уточнения его диаметра и серии.

Проверочный расчет подшипников качения обычно производится по критерию динамической грузоподъемности C и проверке условия

$$L \geq L_E, \quad (3.5)$$

где L - долговечность подшипника, млн. об.;

L_E - эквивалентная долговечность подшипника, которую он должен выдержать за весь срок службы, млн. об.

Величина L стандартного подшипника определяется по динамической грузоподъемности C и расчетной нагрузке P , действующей на подшипник

$$L = \left(\frac{C K_k}{P} \right)^m, \quad (3.6)$$

где $m = 3$ - для шариковых подшипников;

$m = 3,33$ - для роликовых подшипников;

K_k - коэффициент, зависящий от класса точности подшипника.

Коэффициент K_k выбирают в зависимости от класса точности подшипника

Расчетную нагрузку P в общем случае определяют

$$P = (X V F_r + Y F_a) K_B K_T, \quad (3.7)$$

где F_r, F_a - радиальная и осевая нагрузки на подшипник, Н;

X, Y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок;

V - коэффициент вращения;

$K_T = 1$ - температурный коэффициент;

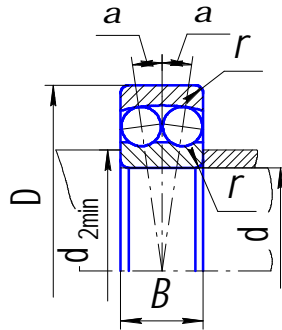
$K_B = 1,3$ - коэффициент безопасности.

Коэффициент вращения $V = 1,2$ при вращении относительно вектора радиальной нагрузки наружного кольца подшипника (вращается корпус), $V = 1$ при вращении относительно вектора радиальной нагрузки внутреннего кольца подшипника (вращается вал).

Для радиальных подшипников, нагруженных только радиальной нагрузкой:

$$F_a = 0; X = 1; Y = 0; P = V F_r K_B K_T \quad (3.8)$$

Шарикоподшипники радиальные двух рядные сферические типа 1000



Условное обозначение	d , мм	D , мм	B , мм	r , мм	α , град	$d_{2\min}$, мм	C/C_0 , кН	
Легкая серия								
1206	30	62	16	1,5	9	36	12,2 / 5,92	
1207	35	72	17	2		42	12,3 / 6,78	
1208	40	80	18		8	47	15,1 / 8,72	
1209	45	85	19			52	17,0 / 9,77	
1210	50	90	20			57	17,7 / 11,0	
1211	55	100	21		7	64	21,0 / 13,6	
1212	60	110	22	2,5		69	23,8 / 15,8	
1213	65	120	23		74	24,4 / 17,5		
1214	70	125	24		7	79	27,0 / 19,1	
1215	75	130	25			84	30,5 / 21,8	
1216	80	140	26	3	90	31,4 / 24,0		
1217	85	150	28		6	95	38,7 / 29,0	
1218	90	160	30			100	44,7 / 32,4	
1219	95	170	32	3,5	7	107	50,2 / 37,5	
1220	100	180	34			112	54,4 / 41,2	
Средняя серия								
1306	30	72	19	2	10	37	16,8 / 7,9	
1307	35	80	21	2,5	9	44	20,0 / 10,0	
1308	40	90	23		10	49	23,3 / 12,4	
1309	45	100	25	3	99	54	30,0 / 16,2	
1310	50	110	27			60	34,1 / 17,8	
1311	55	120	29			65	40,6 / 22,9	
1312	60	130	31			3,5	72	45,8 / 27,1
1313	65	140	33				77	49,2 / 29,9
1314	70	150	35	88	87		58,6 / 35,9	
1315	75	160	37		87	87	62,4 / 39,1	
1316	80	170	39			92	69,9 / 43,0	
1317	85	180	41			99	99	77,2 / 49,5
1318	90	190	43		4		104	91,8 / 57,2
1320	100	215	47	9		9	114	113,0 / 73,4

**Роликоподшипники радиальные двух рядные сферические
типа 3000**

Условное обозначение	d , мм	D , мм	B , мм	r , мм	α , град	$d_{2\min}$, мм	C/C_0 , кН
Легкая широкая серия							
3508	40	80	23	2	12	47	25,4 / 33,9
3509	45	85				52	26,5 / 35,7
3514	70	125	31	2,5	10	79	68,1 / 95,6
3516	80	140	33			90	102,0 / 120,0
3517	85	150	36	3	10	95	108,0 / 133,0
3518	90	160	40			100	130,0 / 162,0
3520	100	180	46	3,5	11	112	184,0 / 216,0
3522	110	200	53			122	227,0 / 281,0
3524	120	215	58	4	11	132	281,0 / 331,0
3526	130	230	64			144	341,0 / 421,0
Средняя широкая серия							
3608	40	90	40	2,5	16	50	64,9 / 66,2
3609	45	100	43			55	80,0 / 76,2
3610	50	110	46	3	15	60	98,4 / 103,0
3611	55	120	48			65	113,0 / 120,0
3612	60	130	51	33,5	14	72	130,0 / 130,0
3613	65	140	55			77	140,0 / 145,0
3614	70	150	58	44	14	82	178,0 / 184,0
3615	75	160	60			87	200,0 / 211,0
3616	80	170	64	44	14	92	227,0 / 231,0
3617	85	180	73			99	249,0 / 274,0
3618	90	190	80	44	14	104	270,0 / 307,0
3620	100	215	86			114	363,0 / 417,0
3622	110	240	93	44	14	124	459,0 / 479,0
3624	120	260	102			134	530,0 / 574,0

Радиальные нагрузки, действующие на подшипники, можно определить как

$$F_{r1} = \sqrt{X_1^2 + Y_1^2}$$

$$F_{r2} = \sqrt{X_2^2 + Y_2^2}$$
(3.9)

где F_{r1}, F_{r2} - радиальные нагрузки в опорах вала;

X_1, X_2, Y_1, Y_2 - составляющие радиальной нагрузки во взаимно перпендикулярных плоскостях для каждой опоры.

Расчет подшипников на долговечность ведется для максимально нагруженной опоры в том случае, если оба подшипника вала одинаковые. В противном случае, расчет ведется для каждой опоры отдельно.

При постоянной нагрузке и частоте вращения вала, эквивалентная долговечность подшипника за полный срок службы определяется по формуле

$$L_E = \frac{60 \cdot 10^{-6} n \cdot L_h}{n_{\text{зам}} + 1}, \quad (3.10)$$

где n - частота вращения, мин^{-1} ;

L_h - продолжительность работы подшипника за полный срок службы, час;

$n_{\text{зам}} = 0 \dots 2$ - число замен пар подшипников за весь срок службы.

В реверсивных передачах эквивалентная долговечность подшипника за полный срок службы определяется в виде

Подбор радиальных подшипников производится по динамической грузоподъемности

$$C = \frac{P L_E^{1/m}}{K_k}. \quad (3.11)$$

Расчет статической грузоподъемности подшипников сводится к проверке условия

$$P_0 \leq C_0 \quad (3.12)$$

Статическая грузоподъемность C_0 равна нагрузке, вызывающей общую остаточную деформацию наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения (табл. 3.3 ... 3.4).

Приведенная статическая нагрузка P_0 для двухрядных сферических подшипников

$$P_0 = F_r. \quad (3.13)$$

Если в результате расчета подшипник не подходит по долговечности, то необходимо изменить серию или увеличить посадочный диаметр подшипника.

3.3. Разработка конструкции вала.

Наиболее часто детали, посаженные на консолях валов, крепятся на шпонках. Паз под шпонку уменьшает сечение вала, в то же время при расчете вала его сечение принималось в форме круга, т.е. ослабление сечения не учитывалось. Поэтому рекомендуется на участке расположения паза под шпонку увеличить диаметр вала по сравнению с расчетным на 5...10 %.

Переходы от одного диаметра к другому могут выполняться с проточками для выхода режущего инструмента (рис. 3.1, а, б) закруглением, т.е. переход через галтель (рис. 3.1, в).

Рекомендуемые размеры переходов контура вала с галтелью и проточкой приведены в табл. 3.5.

Внутренние диаметры подшипников, начиная с 20 мм, имеют значения оканчивающиеся на 0 или 5. Поэтому диаметр посадочного места под подшипник округляется в большую сторону до 0 или 5. Посадочное место под подшипник не должно иметь излишней длины, поэтому участок вала до посадочного места выполняется несколько меньшего диаметра, чем само посадочное место.

Зубчатые и червячные колеса, шкивы ременных передач, звездочки сажают на валы обычно по переходным посадкам или посадкам с натягом.

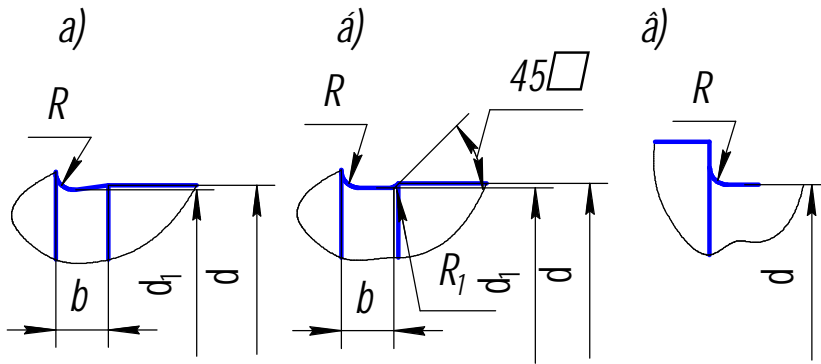


Рис. 3.1. Конструкции переходов контура вала с галтелью и проточкой

Таблица 3.5

Размеры переходов контура вала с галтелью и проточкой (мм)

d	10...50	50...100	> 100
d_1	$d - 0,5$	$d - 1$	$d - 1$
b	3	5	8
R	1	1,5	2
R_1	0,5	1	1

Для посадки колеса на вал с натягом, перед посадочным местом на валу должен иметься заходный конус (рис. 3.2, а) или участок вала того же номинального диаметра, что и посадочное место, но выполненный по одной из подвижных посадок (рис. 3.2, б). Последнее менее желательно, т.к. в месте перехода от одной посадки к другой образуется надрез, создающий концентрацию напряжений. Размеры заходных конусов принимаются в зависимости от диаметра вала (табл. 3.6).

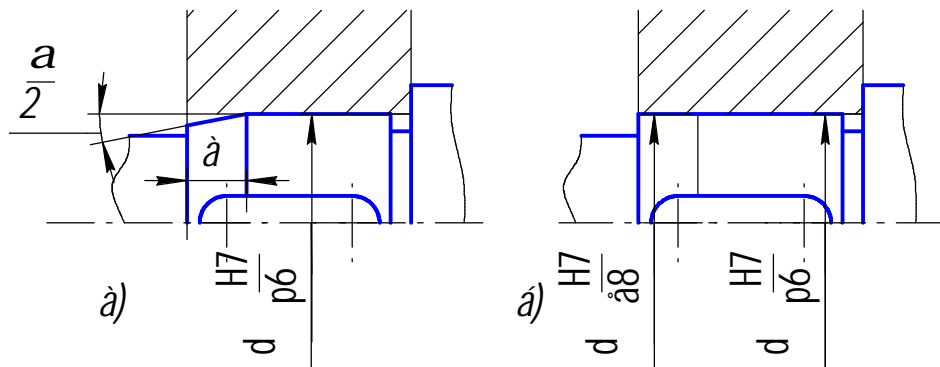


Рис. 3.2. Фаски и скосы на валах в месте посадки деталей с натягом

Таблица 3.6

Параметры заходных конусов

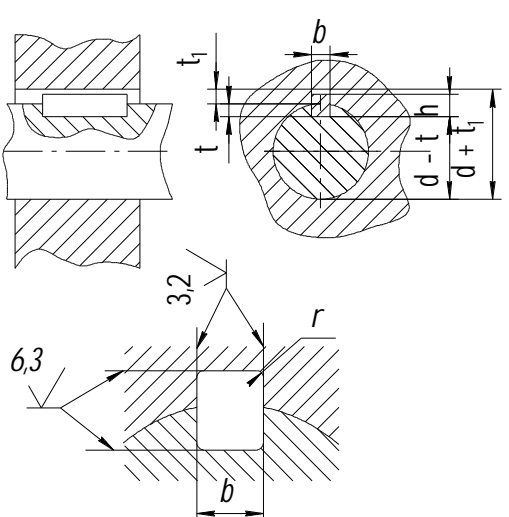
Диаметр вала d , мм	30...45	45...70	70...100	100...150
Размер посадочного конуса a , мм	3	5	5	8
Угол посадочного конуса α , град.	30	30	30	10

При необходимости, длина посадочного конуса может быть увеличена.

В большинстве случаев для крепления зубчатых колес и шкивов на валах применяют ненапряженные призматические шпонки. Размеры шпонок и пазов, посадки ненапряженных шпоночных соединений приведены в табл. 3.7, 3.8. Наиболее часто применяются шпонки со скругленными торцами. Пазы на валах под такие шпонки выполняют пальцевыми фрезами. Пазы на валах для шпонок с плоскими торцами выполняют дисковыми фрезами, что более технологично и создает меньшую концентрацию напряжений, чем при выполнении паза пальцевой фрезой.

Таблица 3.7

Призматические шпонки и пазы по ГОСТ 10748-79



Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки		Интервал длин l , мм	Глубина шпоночного паза	
	b , мм	h , мм		t , мм	t_1 , мм
Свыше 30 до 38	10	8	22 ... 110	5	3,3
« 38 « 44	12	8	28 ... 140	5	3,3
« 44 « 50	14	9	36 ... 160	5,5	3,8
« 50 « 58	16	10	45 ... 180	6	4,3
« 58 « 65	18	11	50 ... 200	7	4,4
« 65 « 75	20	12	56 ... 220	7,5	4,9
« 75 « 85	22	14	63 ... 250	9	5,4
« 85 « 95	25	14	70 ... 280	9	5,4
« 95 « 110	28	16	80 ... 320	10	6,4
« 110 « 130	32	18	90 ... 360	11	7,4
Для пазов		Для шпонок			
b	r	b	r		
10 ... 18	0,25 ... 0,4	10 ... 18	0,4 ... 0,6		
20 ... 32	0,4 ... 0,6	20 ... 32	0,6 ... 0,8		

В качестве материала для изготовления шпонок применяется чистотянутая среднеуглеродистую сталь 45 или Ст. 3 с пределом прочности $\sigma_B = 590...750$ МПа. Длину призматических шпонок l (мм) выбирают из стандартного ряда в соответствии с расчетом на смятие по боковым сторонам шпонки

$$l_p \geq \frac{2 \cdot 10^3 T}{d (h - t_1) [s_{cm}]}, \quad (3.14)$$

где T - наибольший крутящий момент, передаваемый валом, Н·м;
 h - высота шпонки, мм;
 $t_1 \cong 0,6 h$ - глубина врезания шпонки в вал, мм.

Таблица 3.8

Предельные отклонения размеров соединений с призматическими шпонками и ориентировочные посадки

Высота шпонки	h	$h11$
Глубина паза вала	t	$H12$
Глубина паза втулки	t_1	$H12$
Длина шпонки	l	$h14$
Длина паза под шпонку на валу	l	$H15$
Ширина шпонки и пазов b в зависимости от вида соединения			
Вид соединения	Шпонка	Паз вала	Паз втулки
Свободное	$h9$	$H9$	$D9$
Нормальное	$h9$	$N9$	$Js9$
Плотное	$h9$	$P9$	

Рабочая длина шпонки l_p равна длине l призматической шпонки с плоскими торцами. У шпонок со скругленными торцами $l = l_p + b$, где b - ширина шпонки.

Допускаемое напряжение для шпонки назначаем в зависимости от предела текучести S_T материала шпонки или сопрягаемых деталей, если их прочность меньше прочности шпонки

$$[s_{cm}] = S_T / [s], \quad (3.15)$$

где $[s] = 1,9 \dots 2,3$ - коэффициент запаса прочности при нереверсивной нагрузке, при реверсивной нагрузке указанные значения $[s]$ увеличивают на 30 %.

Для шпонок из чистотянутой стали 45 принимаем $S_T = 350$ МПа, из стали Ст.6 - $\sigma_T = 450$ МПа.

Параллельные боковые грани шпонки, крепящей насаженную на вал деталь, должны выступать за посадочное место на $(0,2 \dots 0,3) b$, где b - ширина шпонки. Это дает возможность легко обеспечивать совпадение шпонки и паза ступицы при запрессовке колеса на вал.

Длина ступицы зубчатого колеса обычно принимается $l = (0,8 \dots 1,2) d$, для ступиц шкивов $l = (1,2 \dots 1,5) d$, где d - диаметр вала под ступицей.

Рекомендуемые значения шероховатости различных участков вала и поверхностей подшипников приведены в табл. 3.9, 3.10.

Для герметизации мест выхода из корпуса подшипника вала применяют резиновые манжетные уплотнения. Параметры манжетных уплотнений приведены в табл. 3.11.

Манжеты предотвращают вынос масла из корпуса и препятствуют, попадание в него пыли и влаги извне. Металлический каркас придает жесткость манжете, позволяет обеспечить плотную и герметичную посадку ее в корпус подшипника. Рабочая кромка прижимается к валу за счет упругих сил резины и браслетной пружины, которая располагается в желобе воротника и представляет обычную витую пружину с соединенными между собой концами.

Таблица 3.9

Рекомендуемые значения шероховатости различных участков вала

Поверхность		Шероховатость R_a , мкм
Фаски, отверстия из-под сверла, торцы		6,3 ... 10,5
Шейки валов:		
11-й квалитет точности	от 30 до 500 мм	3,2
12-й квалитет точности	от 6 до 80 мм	3,2
9-й квалитет точности	от 80 до 500 мм	3,2
11-й квалитет точности	от 3 до 30 мм	2,5
7-й и 8-й квалитеты точности	от 6 до 80 мм	1,25
6-й квалитет точности	от 10 до 120 мм	0,63
Шейки валов в манжетных уплотнениях		0,32
Шейки валов в фетровых уплотнениях		1,25 ... 0,63
Рабочие поверхности шпоночных пазов		3,2 ... 2,5
Нерабочие поверхности шпоночных пазов		6,3

Таблица 3.10

Рекомендуемые значения шероховатости поверхностей подшипников

Посадочные места	Класс точности подшипника	Параметры шероховатости R_a (мкм) при номинальном диаметре, мм	
		До 80	От 80 до 500
Валов	0	1,25	2,5
	6; 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
Отверстий корпусов	0	1,25	2,5
	6; 5; 4	0,63	1,25
Торцов заплечиков валов и корпусов	0	2,5	2,5
	6; 5; 4	1,25	2,5

Манжеты могут работать при окружной скорости, вала у рабочей кромки манжеты, до 20 м/с и избыточном давлении среды (со стороны браслетной пружины) до 0,05 МПа. Условиями, обеспечивающими длительную работу манжет, являются высокая чистота (не грубее $R_a = 0,32$ мкм) и достаточная (не менее 30 HRC) твердость поверхности вала, контактирующей с рабочей кромкой манжеты. Иногда участок вала, находящийся в контакте с манжетой, цементируют с последующим шлифованием и полированием. Рабочая кромка может контактировать с валом или другой деталью, насаженной на вал. Внутренний и наружный диаметры подшипников качения изготавливают с относительно малыми отклонениями от номинальных размеров.

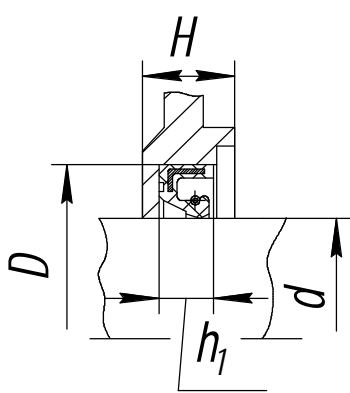
Требуемый характер посадки колец обеспечивается выбором соответствующих отклонений размеров сопряженных деталей. Посадки назначают в соответствии от режима работы подшипника и вида нагружения колец.

Различают местное, циркуляционное и колебательное нагружения колец.

При *местном нагружении* кольцо не вращается относительно вектора нагрузки, одни и те же участки воспринимают внешнюю нагрузку и могут быть подвержены интенсивному изнашиванию.

Для колец с местным нагружением используют посадки, не гарантирующие натяг. Возможное медленное вращение колец относительно детали, на которой оно установлено, является положительным явлением, поскольку при этом нагрузку будут воспринимать различные участки кольца. Рекомендуемые посадки для колец при местном нагружении приведены в табл. 3.12.

**Манжеты резиновые, армированные для уплотнения валов
ГОСТ 8752-79**



<i>d</i>	<i>D</i>	<i>h</i> ₁	<i>H</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>h</i> ₁	<i>H</i>
10; 11	26	7	15	55; 56; 58	80	12	23
12; 13; 14	28			60	85		
15; 16	30			63; 65	90		
17	32			70; 71	95		
18; 19	35			75	100		
20; 21; 22	40	10	17	80	105	16	28
24	40			85	110		
25	42			90; 95	120		
26	45			100	125		
30; 32	52		18	105	130	20	
35; 36; 38	58			110	135		
40	60			115	145		
42	62		23	120	150	20	
45	65			125	155		
48; 50	70			130	160		
52	75		140	170			

При циркуляционном нагружении кольцо подшипника вращается относительно вектора нагрузки. Для обеспечения надежности опоры кольцо подшипника с циркуляционным нагружением устанавливают с натягом. Надежность узла снижается, если циркуляционно нагруженное кольцо устанавливают с зазором, так как при этом неизбежно происходит перекатывание кольца по сопряженной детали. При перекатывании кольца происходит обмятие и изнашивание контактирующих поверхностей, что вызывает увеличение посадочного зазора.

При циркуляционном нагружении колец подшипников посадки выбирают по интенсивности радиальной нагрузки P_R на посадочную поверхность.

$$P_R = \frac{F_r k_1 k_2 k_3}{B - 2r}, \quad (3.16)$$

где F_r - радиальная нагрузка на подшипник, Н;

k_1 - динамический коэффициент посадки: при перегрузке до 150 %, умеренных толчках и вибрации $k_1 = 1$; при перегрузке до 300 %, сильных ударах и вибрации $k_1 = 1,8$;

k_2 - коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе: при сплошном вале $k_2 = 1$;

k_3 - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения радиальной нагрузки между рядами тел качения; для однорядных радиальных и радиально-упорных подшипников $k_3 = 1$;

B - ширина подшипника, м;

r - размер монтажной фаски внутреннего или наружного кольца подшипника, м.

Допускаемые значения P_R , подсчитанные по средним значениям посадочных натягов, приведены в табл. 3.13.

Таблица 3.12

Рекомендуемые посадки для колец при местном нагружении

Нагружение	Посадочные диаметры, мм	Посадки		
		На вал	В корпус	
			неразъемный	разъемный
Спокойное или с умеренными толчками и вибрацией. Перегрузка до 150 %	До 80	$h5, h6, g5$	$H6, H7$	
	Св. 80 до 260	$g6, js6$	$G6, G7$	
	Св. 260 до 500	$f6, js6$		
	Св. 500 до 1600		$F7, F8$	
С ударами и вибрацией. Перегрузка до 300 %	До 80	$h5, h6$	J_s6, J_s7	
	Св. 80 до 260		$H6, H7$	J_s6, J_s7
	Св. 260 до 500	$g5, g6$		
	Св. 500 до 1600			

Для уменьшения биения посадочных мест валы обрабатываются в центрах. Центровые отверстия выбираются по ГОСТ 14034-74 (см. табл. 3.14). Если посаженные на конце вала детали (подшипники, муфты, шестерни) не имеют крепления торцевой шайбой или они крепятся двумя винтами, применяют центровые отверстия без резьбы формы А (без предохранительного конуса) или формы В (с предохранительным конусом). Если торцевая шайба крепится центральным винтом, выбирают отверстия с резьбой формы F или H.

Таблица 3.13

Допускаемые интенсивности нагрузок на посадочные поверхности вала

Диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника		Допускаемое значение P_R , кН/м, при поле допуска вала			
Св.	до	$js5, js6$	$k5, k6$	$m5, m6$	$n5, n6$
18	80	до 300	300 ... 1400	1400 ... 1600	1600 ... 3000
80	180	до 600	600 ... 2000	2000 ... 2500	2500 ... 4000
180	360	до 700	600 ... 3000	3000 ... 3500	3500 ... 6000
360	630	до 900	900 ... 3500	3500 ... 4500	4500 ... 8000

4.3. Проверка вала на выносливость

Проверка на выносливость выполняется только после предварительного оформления чертежа вала. Это вызвано тем, что усталостная прочность детали определяется рядом факторов: радиусами галтелей, перепадами диаметров между сосед-

Отверстия центровые ГОСТ 14034 - 74

$D_{ном}, мм$		$d, мм$	$d_1, мм$	$d_2, мм$	$l, мм$	$l_1, мм$	$l_2, мм$
20	30	3,0	6,7	10,0	3,9	3,07	4,03
30	40	4,0	8,5	12,5	5,0	3,90	5,06
40	60	5,0	10,6	16,0	6,3	4,85	6,41
60	80	6,3	13,2	18,0	8,0	5,98	7,36
80		8,0	17,0	22,4	10,1	7,99	9,35

$D_{ном}, мм$ для форм		$d, мм$	$d_1, мм$	$d_2, мм$	$d_3, мм$	$l, мм$	$l_1, мм$	$l_2, мм$	$l_3, мм$
F	H								
20	32	M8	8,4	12,5	16,0	7,0	3,5	8,0	4,5
25	40	M10	11,0	15,6	19,8	9,0	4,0	10,2	5,2
32	50	M12	13,0	18,0	22,0	10,0	4,3	11,2	5,5
40	60	M16	17,0	22,8	28,7	11,0	5,0	12,5	6,5
63	80	M20	20,0	28,0	33,0	12,5	6,0	14,0	7,5

ними ступенями вала, шероховатостью поверхности, натягом между валом и деталью и т. д.

В нескольких сечениях вала, выбираемых с учетом концентраторов напряжений и эпюр приведенных моментов, определяется коэффициент запаса прочности на выносливость и сравнивается его с допусковым.

Коэффициент запаса прочности на выносливость s определяется по формулам

$$s = \frac{s_s s_t}{\sqrt{s_s^2 + s_t^2}} \geq [s]; \quad (3.17)$$

$$s_s = \frac{s_{-1}}{s_a K_{sD} + y_s s_m}; \quad s_t = \frac{t_{-1}}{t_a K_{tD} + y_t t_m}.$$

где s_s, s_t - коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям соответственно;

s_{-1}, t_{-1} - пределы выносливости материала по изгибу и кручению (табл. 3.1) соответственно;

s_a, t_a - амплитудные значения нормальных и касательных напряжений соответственно;

s_m, t_m - средние значения напряжений цикла нормальных и касательных напряжений соответственно;

K_{sD}, K_{tD} - коэффициенты перехода от пределов выносливости образца к пределу выносливости деталей;

y_s, y_t - коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений при изгибе и кручении.

Амплитудные и средние значения нормальных и касательных напряжений определяются по зависимостям

$$s_a = \frac{M_u}{W_0}, \quad s_m = 0; \quad (3.16)$$

$$\phi_a = t_m = \frac{0,5 T}{W_p}$$

где M_u, T - изгибающий и крутящий моменты в рассматриваемом сечении вала соответственно;

W_o, W_p - осевой и полярный моменты сопротивления площади поперечного сечения вала.

При определении напряжений осевой W_o и полярный W_p моменты сопротивления подсчитываются с учетом ослабления вала шпонками.

Для вала сплошного сечения при диаметре d

$$W_0 = \frac{p d^3}{32} \approx 0,1 d^3; \quad W_p = \frac{p d^3}{16} \approx 0,2 d^3. \quad (3.17)$$

В сечении сплошного вала по шпоночному пазу

$$W_0 \cong 0,1 d^3 - \frac{b t_1 (d - t_1)^2}{2 d}; \quad W_p \cong 0,2 d^3 - \frac{b t_1 (d - t_1)^2}{2 d}. \quad (3.18)$$

где b - ширина паза, мм;

t_1 - глубина врезания шпонки в вал, мм.

Коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла

$$y_s = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} S_B; \quad y_t = 0,5 y_s, \quad (3.19)$$

Коэффициенты перехода от пределов выносливости образца к пределу выносливости деталей вычисляются по формулам

$$K_{S_D} = \left(\frac{K_S}{e_S} + K_S^n - 1 \right) / b ; K_{t_D} = \left(\frac{K_t}{e_t} + K_t^n - 1 \right) / b , \quad (3.20)$$

где K_S, K_t - эффективные коэффициенты концентрации напряжений для полированного образца;

e_S, e_t - коэффициенты влияния абсолютных размеров;

$K_S^n \approx K_t^n$ - коэффициенты, учитывающие шероховатость поверхности;

b - коэффициент (табл. 13.15), вводимый при наличии технологического упрочнения (термохимическая обработка, обдувка дробью, обкатка роликами).

Таблица 3.15

Коэффициенты b^* повышения предела выносливости при поверхностном упрочнении

Вид обработки поверхности	S_B сердцевины, МПа	Гладкий вал	Вал с концентрацией напряжений	Вал с концентрацией напряжений
			$K_S = 1,5$	$K_S = 1,8...2$
Закалка с нагревом ТВЧ	600 ... 800	1,5 ... 1,7	1,6 ... 1,7	2,4 ... 2,8
	800 ... 1000	1,3 ... 1,5	—	—
Азотирование	900 ... 1200	1,1 ... 1,25	1,5 ... 1,7	1,7 ... 2,8
	400 ... 600	1,8 ... 2,0	3	—
Цементация	700 ... 800	1,4 ... 1,5	—	—
	1000 ... 1200	1,2 ... 1,3	2	—
Дробеструйный наклеп	600 ... 1500	1,1 ... 1,25	1,5 ... 1,6	1,7 ... 2,1
Накатка роликом	—	1,2 ... 1,6	1,5 ... 1,6	1,8 ... 2,0

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для полированного образца при наличии на участке вала перехода с галтелью (см. рис. 3.1) определяются по формулам [4]

$$K_S = 0,94 + 0,29 \frac{h}{r} + 10,83 \frac{r}{d} + 13,53 \cdot 10^{-5} S_B \frac{h}{r} + 54,37 \cdot 10^{-4} S_B \frac{r}{d} - 32,05 \cdot 10^{-3} \left(\frac{h}{r} \right)^2 - 124,62 \left(\frac{r}{d} \right)^2 ; \quad (3.21)$$

$$K_t = 1,087 + 13,05 \frac{r}{d} + 10,6 \cdot 10^{-5} S_B \frac{h}{r} - 1,94 \frac{h}{d} + 0,03 \left(\frac{h}{r} \right)^2 - 88,11 \left(\frac{r}{d} \right)^2 .$$

Эффективные коэффициенты концентрации нормальных напряжений при наличии на валу шпоночного паза выполненного дисковой фрезой

$$K_S = 1,048 + 7,15 \cdot 10^{-4} S_b . \quad (3.22)$$

Эффективные коэффициенты концентрации нормальных напряжений при наличии на валу шпоночного паза выполненного пальцевой фрезой

$$K_S = 0,985 + 12,76 \cdot 10^{-4} S_b . \quad (3.23)$$

Эффективные коэффициенты концентрации касательных напряжений при наличии на валу шпоночного паза

$$K_t = 0,969 + 14,44 \cdot 10^{-4} s_b . \quad (3.24)$$

Коэффициенты концентрации напряжений зависящие от шероховатости поверхности [4]

$$K_s^n \approx K_t^n = 0,902 + 2,85 \cdot 10^{-4} s_b \text{ при } R_a = 0,63 \dots 2,5 \text{ мкм} \quad (3.25)$$

$$K_s^n \approx K_t^n = 0,963 + 4,39 \cdot 10^{-4} s_b \text{ при } R_a = 3,2 \dots 10,5 \text{ мкм} \quad (3.26)$$

Коэффициенты влияния абсолютных размеров вала

$$e_s = 1,0356 - 6,17 \cdot 10^{-3} d + 2,82 \cdot 10^{-5} d^2 ; \quad (3.27)$$

$$e_t = 0,9356 - 6,17 \cdot 10^{-3} d + 2,82 \cdot 10^{-5} d^2 .$$

Коэффициенты концентрации напряжений при наличии на участке вала посадки [4]:

посадка с зазором

$$\begin{aligned} K_{s_D} &= -0,396 + 4,5 \cdot 10^{-2} d + 15,86 \cdot 10^{-4} s_b - 3,07 \cdot 10^{-4} d^2 + \\ &+ 53,92 \cdot 10^{-7} d s_b ; \\ K_{t_D} &= 0,35 + 22,11 \cdot 10^{-3} d + 91,36 \cdot 10^{-5} s_b - 15,18 \cdot 10^{-5} d^2 + \\ &+ 38,28 \cdot 10^{-7} d s_b . \end{aligned} \quad (3.28)$$

переходная посадка

$$\begin{aligned} K_{s_D} &= -0,247 + 4,7 \cdot 10^{-2} d + 17,17 \cdot 10^{-4} s_b - 3,29 \cdot 10^{-4} d^2 + \\ &+ 82,67 \cdot 10^{-7} d s_b ; \\ K_{t_D} &= -0,042 + 42,36 \cdot 10^{-3} d + 10,1 \cdot 10^{-4} s_b - 30,18 \cdot 10^{-5} d^2 + \\ &+ 44,39 \cdot 10^{-7} d s_b . \end{aligned} \quad (3.29)$$

посадка с натягом

$$\begin{aligned} K_{s_D} &= -0,402 + 6,4 \cdot 10^{-2} d + 23,66 \cdot 10^{-4} s_b - 4,38 \cdot 10^{-4} d^2 + \\ &+ 98,31 \cdot 10^{-7} d s_b ; \\ K_{t_D} &= -0,055 + 44,32 \cdot 10^{-3} d + 15,41 \cdot 10^{-4} s_b - 30,18 \cdot 10^{-5} d^2 + \\ &+ 50,86 \cdot 10^{-7} d s_b . \end{aligned} \quad (3.30)$$

Для посадки колец подшипников качения следует определять K_{sD} , K_{tD} по формулам (3.30).

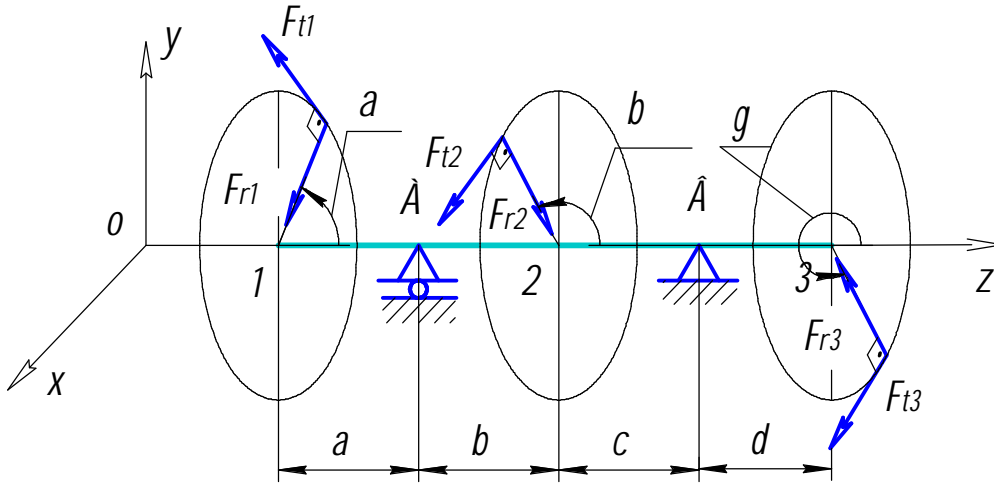
При наличии в одном сечении нескольких концентраторов напряжений учитывают один из них - тот, для которого K_{sD} , K_{tD} имеют наибольшие значения. Допускаемый коэффициент запаса выносливости обычно принимают $[s] \geq 1,3 \dots 1,5$.

Если запас выносливости оказался ниже допустимого, в первую очередь изменяют конфигурацию вала в целях уменьшения концентрации напряжений (изменяют форму переходов в галтелях, увеличивают их радиусы). Только после того как выяснится, что эти меры не дают повышения запаса выносливости до нужного значения увеличивают диаметр вала.

Задания на проектирование вала приведены в приложении 3.

5.3. Пример расчета вала

Рассчитать вал и выполнить его рабочий чертеж, подобрать подшипники качения для заданной конструктивной схемы по следующим данным:



Частота вращения вала $n = 600 \text{ мин}^{-1}$; срок службы $L = 2$ года; крутящие моменты на насаженных деталях $T_1 = 119 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 120 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_3 = 239 \text{ Н}\cdot\text{м}$; окружные силы на насаженных деталях $F_{t1} = 950 \text{ Н}$, $F_{t2} = 1592 \text{ Н}$, $F_{t3} = 0 \text{ Н}$; радиальные силы на насаженных деталях $F_{r1} = 346 \text{ Н}$, $F_{r2} = 576 \text{ Н}$, $F_{r3} = 2984 \text{ Н}$. Линейные размеры вала $a = 0,15 \text{ м}$; $b = 0,2 \text{ м}$; $c = 0,15 \text{ м}$; $d = 0,1 \text{ м}$. Углы приложения сил соответственно $a = 30^\circ$; $b = -60^\circ$; $g = -270^\circ$.

5.3.1. Определение опорных реакций в подшипниках вала

Очевидно из задания, что на вал насажены зубчатые колеса в точках 1 и 2, поскольку на эти элементы действуют окружные и радиальные силы. В точке 3 насажен шкив ременной передачи, поскольку по заданию действует только радиальная сила, направленная по линии соединяющей центры шкивов ременной передачи.

Для удобства расчетов спроектируем все внешние силы, действующие на вал в каждой точке приложения на неподвижные оси X и Y .

Точка 1

$$F_{1x} = F_{r1} \cos a + F_{t1} \sin a = 346 \cos 30^\circ + 950 \sin 30^\circ = 774,45 \text{ Н};$$

$$F_{1y} = -F_{r1} \sin a + F_{t1} \cos a = -346 \sin 30^\circ + 950 \cos 30^\circ = 649,84 \text{ Н}.$$

Точка 2

$$F_{2x} = F_{r2} \cos b - F_{t2} \sin b = 576 \cos 60^\circ - 1592 \sin 60^\circ = -1088,76 \text{ Н};$$

$$F_{2y} = F_{r2} \sin b + F_{t2} \cos b = 576 \sin 60^\circ + 1592 \cos 60^\circ = 1297,54 \text{ Н}.$$

Точка 3

$$F_{3x} = 0 \text{ Н};$$

$$F_{3y} = -F_{r3} = -2984 \text{ Н}.$$

Тогда расчетная схема примет вид (рис. 3.3.).

Для нахождения опорных реакций в точках нахождения подшипников, составим уравнения статического равновесия вала в плоскостях ZOY и ZOX . При этом считаем, что внешние силы, действующие на вал со стороны зубчатых зацеплений и

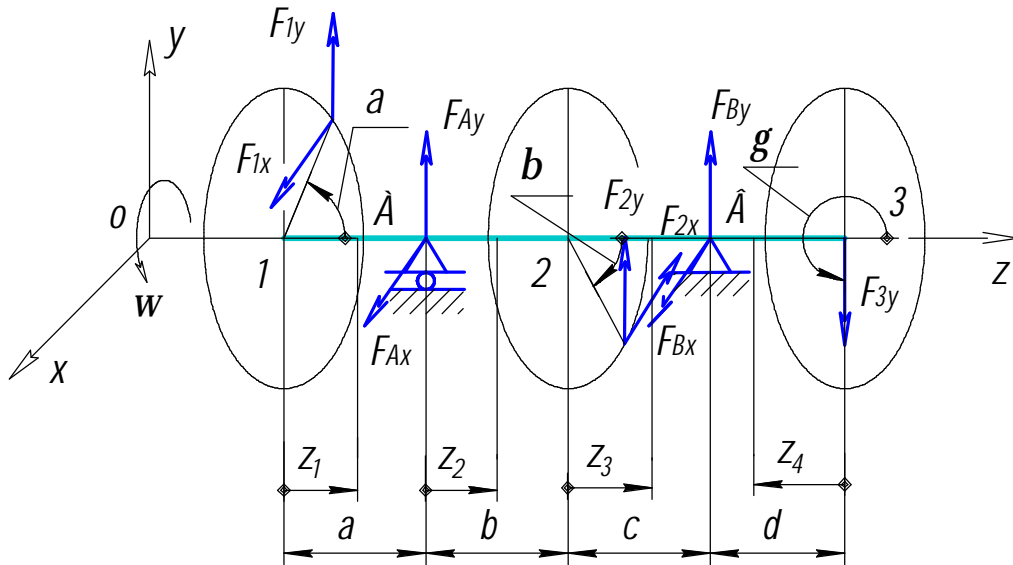


Рис. 3.3. Расчетная схема вала

ременной передачи, располагаются по середине ступиц зубчатых колес и шкива. Реакции в подшипниках качения приложены по середине подшипников.

Плоскость ZOY :

$$\sum_{i=1}^k m_A(\mathbf{F}^e) = -F_{1y} \cdot a + F_{2y} \cdot b + F_{By} \cdot (b+c) - F_{3y} \cdot (b+c+d) = 0$$

$$\sum_{i=1}^k m_B(\mathbf{F}^e) = -F_{1y} \cdot (a+b+c) - F_{2y} \cdot c + F_{Ay} \cdot (b+c) - F_{3y} \cdot d = 0$$

$$F_{By} = \frac{F_{3y} \cdot (b+c+d) + F_{1y} \cdot a - F_{2y} \cdot b}{(b+c)} =$$

$$= \frac{2984 \cdot (0,2 + 0,15 + 0,1) + 649,84 \cdot 0,15 - 1297,54 \cdot 0,2}{(0,2 + 0,15)} = 3374,11 \text{ Н}$$

$$F_{Ay} = -\frac{F_{3y} \cdot d + F_{1y} \cdot (a+b+c) + F_{2y} \cdot c}{(b+c)} =$$

$$= -\frac{2984 \cdot 0,1 + 649,84 \cdot (0,15 + 0,2 + 0,15) + 1297,54 \cdot 0,1}{(0,2 + 0,15)} = -2337,11 \text{ Н}$$

Знак «-» у значения реакции F_{Ay} говорит о том, что действительное направление составляющей реакции в опоре A будет противоположно указанному на чертеже.

Производим проверку правильности нахождения опорных реакций, составляя проекции внешних сил на ось OY

$$\sum_{i=1}^k (\mathbf{F}_i^e) = F_{1y} + F_{2y} + F_{Ay} - F_{3y} + F_{By} = 0$$

$$649,84 + 1297,54 - 2984 - 2337,11 + 3374,11 = 0$$

Плоскость ZOX :

$$\sum_{i=1}^k m_A(\mathbf{F}^e) = -F_{1x} \cdot a - F_{2x} \cdot b + F_{Bx} \cdot (b + c) = 0$$

$$\sum_{i=1}^k m_B(\mathbf{F}^e) = -F_{1x} \cdot (a + b + c) + F_{2x} \cdot c - F_{Ax} \cdot (b + c) = 0$$

$$F_{Bx} = \frac{F_{1x} \cdot a + F_{2x} \cdot b}{(b + c)} = \frac{774,45 \cdot 0,15 + 1088,76 \cdot 0,2}{(0,2 + 0,15)} = 954,06 \text{ Н}$$

$$F_{Ax} = \frac{-F_{1x} \cdot (a + b + c) + F_{2x} \cdot c}{(b + c)} =$$

$$= \frac{-774,45 \cdot (0,15 + 0,2 + 0,15) + 1088,76 \cdot 0,15}{(0,2 + 0,15)} = -639,74 \text{ Н}$$

Знак «-» у значения реакции F_{Ax} говорит о том, что действительное направление составляющей реакции в опоре A будет противоположно указанному на чертеже.

Производим проверку правильности нахождения опорных реакций, составляя проекции внешних сил на ось OX

$$\sum_{i=1}^k (\mathbf{F}_i^e) = F_{1x} - F_{2x} + F_{Ax} + F_{Bx} = 0$$

$$774,45 - 1088,76 - 639,74 + 954,06 = 0$$

5.3.2. Определение расчетных значений диаметров вала.

Прежде чем определять диаметры вала, необходимо определить изгибающие и крутящие моменты, действующие по длине вала. Для этого определяем изгибающие моменты в плоскостях ZOY и ZOX по длине вала.

Плоскость ZOX :

$$0 \leq z_1 \leq a = 0,15 \text{ м}; M_{1x} = F_{1x} \cdot z_1; [0; 116,17 \text{ Н}\cdot\text{м}]$$

$$0 \leq z_2 \leq b = 0,2 \text{ м}; M_{2x} = F_{1x}(a + z_2) + F_{Ax} \cdot z_2; [116,17 \text{ Н}\cdot\text{м}; 143,11 \text{ Н}\cdot\text{м}]$$

$$0 \leq z_3 \leq c = 0,15 \text{ м};$$

$$M_{3x} = F_{1x}(a + b + z_3) + F_{Ax}(b + z_3) + F_{2x} \cdot z_3; [143,11 \text{ Н}\cdot\text{м}; 0]$$

Плоскость ZOY :

$$0 \leq z_1 \leq a = 0,15 \text{ м}; M_{1y} = F_{1y} \cdot z_1; [0; 97,48 \text{ Н}\cdot\text{м}]$$

$$0 \leq z_2 \leq b = 0,2 \text{ м}; M_{2y} = F_{1y}(a + z_2) + F_{Ay} \cdot z_2; [97,48 \text{ Н}\cdot\text{м}; -239,98 \text{ Н}\cdot\text{м}]$$

$$0 \leq z_3 \leq c = 0,15 \text{ м};$$

$$M_{3y} = F_{1y}(a + b + z_3) + F_{Ay}(b + z_3) + F_{2y} \cdot z_3; [-239,98 \text{ Н}\cdot\text{м}; -298,44 \text{ Н}\cdot\text{м}]$$

$$0 \leq z_4 \leq d = 0,1 \text{ м}; M_{4y} = F_{3y} \cdot z_4; [0; -298,44 \text{ Н}\cdot\text{м}]$$

Суммарные изгибающие моменты, действующие в опорах A и B , а также в месте нахождения зубчатого колеса (точка 2) определяем по формулам

$$M_{Au} = \sqrt{M_{Ax}^2 + M_{Ay}^2} = \sqrt{116,17^2 + 97,48^2} = 151,65 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{Bu} = \sqrt{M_{Bx}^2 + M_{By}^2} = \sqrt{0^2 + 298,44^2} = 298,44 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{2u} = \sqrt{M_{2x}^2 + M_{2y}^2} = \sqrt{142,11^2 + 239,98^2} = 297,41 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Крутящий момент на участке 1 – 2 остается постоянным и имеет значение $T_1 = 119$ Н·м, на участке 2 – 3 крутящий момент имеет значение $T_3 = 239$ Н·м. На зубчатом колесе 2 происходит падение крутящего момента численно равное $T_3 = 120$ Н·м.

Для определения приведенного момента необходимо задаться материалом вала. В качестве материала вала принимаем сталь 45 с пределом прочности $S_B = 610$ МПа, допустимым знакопеременным напряжением $[S_{-1}] = 55$ МПа, допустимым пульсирующим от нуля напряжением $[S_0] = 95$ МПа.

Коэффициент, учитывающий разницу в характеристиках циклов напряжений изгиба и кручения вала, определяем по формуле

$$a = \frac{[s_{-1}]}{[s_0]} = \frac{55}{95} = 0,58.$$

Определяем приведенные моменты в характерных точках

$$M_{1np} = \sqrt{M_{1u}^2 + (a \cdot T_1)^2} = \sqrt{0 + (0,58 \cdot 119)^2} = 68,75 \text{ Н·м};$$

$$M_{A np} = \sqrt{M_{Au}^2 + (a \cdot T_1)^2} = \sqrt{151,65^2 + (0,58 \cdot 119)^2} = 166,50 \text{ Н·м};$$

$$M_{2np} = \sqrt{M_{2u}^2 + (a \cdot T_3)^2} = \sqrt{297,41^2 + (0,58 \cdot 239)^2} = 311,73 \text{ Н·м};$$

$$M_{B np} = \sqrt{M_{Bu}^2 + (a \cdot T_3)^2} = \sqrt{298,44^2 + (0,58 \cdot 239)^2} = 328,89 \text{ Н·м};$$

$$M_{3np} = \sqrt{M_{3u}^2 + (a \cdot T_3)^2} = \sqrt{0 + (0,58 \cdot 239)^2} = 138,22 \text{ Н·м};$$

Эпюры изгибающих, крутящего и приведенного моментов приведены на рис. 3.4.

Определяем расчетные диаметры вала в характерных точках.

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{1np}}{0,1[S_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{68,75 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 55}} = 23,21 \text{ мм};$$

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_{A np}}{0,1[S_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{166,50 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 55}} = 31,17 \text{ мм};$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{2np}}{0,1[S_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{311,73 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 55}} = 38,41 \text{ мм};$$

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{B np}}{0,1[S_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{328,89 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 55}} = 39,10 \text{ мм};$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{3np}}{0,1[S_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{138,22 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 55}} = 29,29 \text{ мм};$$

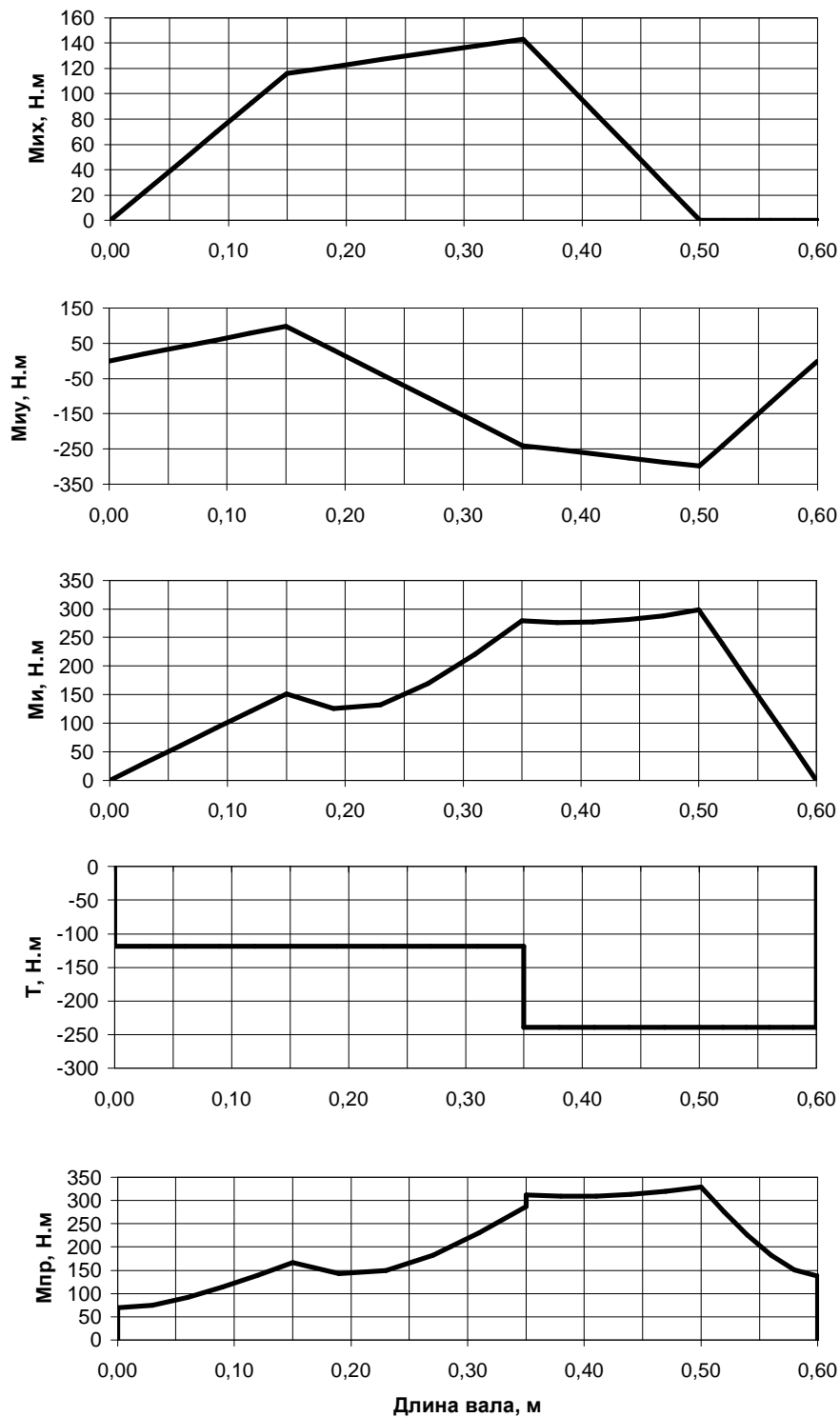


Рис. 3.4. Эпюры изгибающих, крутящего и приведенного момента.

Крутящие моменты между валом и ступицами зубчатых колес и шкива передаются по средствам шпонок. Пазы под шпоночный паз уменьшают сечение вала в точках 1, 2 и 3, поэтому увеличиваем диаметры вала в этих точках на 5% по сравнению с расчетными: $d_1 \geq 24,37$ мм; $d_1 \geq 40,33$ мм; $d_1 \geq 30,76$ мм.

5.3.3. Подбор подшипников качения по долговечности

Посадочный диаметр подшипника должен быть кратен 0 или 5 мм. Поэтому принимаем диаметр вала в точке A равным 35 мм. Из каталога подшипников выбираем шариковый радиальный двухрядный сферический подшипник средней серии № 1307 со следующими характеристиками: посадочный диаметр подшипника $d = 35$ мм, наружный диаметр подшипника $D = 80$ мм, ширина подшипника $B = 21$ мм, радиус скругления наружного кольца подшипника $R = 2,5$ мм, угол контакта $\alpha = 9^\circ$, минимальный диаметр заплечика $d_{2\min} = 44$ мм, динамическая грузоподъемность подшипника $C = 20$ кН, статическая грузоподъемность подшипника $C_0 = 10$ кН.

Радиальная нагрузка, действующая на подшипник A

$$F_{Ar} = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{639,74^2 + 2337,11^2} = 2423,08 \text{ Н.}$$

Поскольку осевая нагрузка на подшипник отсутствует, то приведенную нагрузку определяем по формуле

$$P_{Ap} = V F_{Ar} K_B K_T = 1 \cdot 2423,08 \cdot 1,3 \cdot 1 = 3150 \text{ Н,}$$

где $V = 1$ - коэффициент вращения;

$K_T = 1$ - температурный коэффициент;

$K_B = 1,3$ - коэффициент безопасности.

Расчетная долговечность подшипника определяется по формуле

$$L = \left(\frac{CK_k}{P_{Ap}} \right)^3 = \left(\frac{20000 \cdot 1}{3150} \right)^3 = 1235,42 \text{ млн. об,}$$

где $K_k = 1$ - коэффициент, для класса точности подшипника 0.

Эквивалентная долговечность подшипника за весь срок службы

$$L_{EA} = \frac{60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h}{n_{зам} + 1} = \frac{60 \cdot 10^{-6} \cdot 600 \cdot 2 \cdot 365 \cdot 24}{0 + 1} = 630,72 \text{ млн. об.}$$

Поскольку условие $L \geq L_{EA}$ выполняется, следовательно, подшипник по динамической грузоподъемности подобран правильно. По статической грузоподъемности условие $P_0 \leq C_0$ выполняется также, так как приведенная статическая нагрузка для выбранного подшипника $P_0 = F_{Ar} = 2423,08$ Н, статическая грузоподъемность подшипника $C_0 = 10000$ Н.

Принимаем диаметр вала в точке B равным 40 мм. Из каталога подшипников выбираем шариковый радиальный двухрядный сферический подшипник средней серии № 1308 со следующими характеристиками: посадочный диаметр подшипника $d = 40$ мм, наружный диаметр подшипника $D = 90$ мм, ширина подшипника $B = 23$ мм, радиус скругления наружного кольца подшипника $R = 2,5$ мм, угол контакта $\alpha = 10^\circ$, минимальный диаметр заплечика $d_{2\min} = 49$ мм, динамическая грузоподъемность подшипника $C = 23,3$ кН, статическая грузоподъемность подшипника $C_0 = 12,4$ кН.

Радиальная нагрузка, действующая на подшипник B

$$F_{Br} = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{954,06^2 + 3374,11^2} = 3506,4 \text{ Н.}$$

Поскольку осевая нагрузка на подшипник отсутствует, то приведенную нагрузку определяем по формуле

$$P_{Br} = V F_{Br} K_B K_T = 1 \cdot 3506,4 \cdot 1,3 \cdot 1 = 4558,3 \text{ Н.}$$

Расчетная долговечность подшипника определяется по формуле

$$L = \left(\frac{CK_k}{P_{Br}} \right)^3 = \left(\frac{23300 \cdot 1}{4558,3} \right)^3 = 644,64 \text{ млн. об.}$$

Эквивалентная долговечность подшипника за весь срок службы

$$L_{EB} = \frac{60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h}{n_{зам} + 1} = \frac{60 \cdot 10^{-6} \cdot 600 \cdot 2 \cdot 365 \cdot 24}{0 + 1} = 630,72 \text{ млн. об.}$$

Поскольку условие $L \geq L_{EB}$ выполняется, следовательно, подшипник по динамической грузоподъемности подобран правильно. По статической грузоподъемности условие $P_0 \leq C_0$ выполняется также, так как приведенная статическая нагрузка для выбранного подшипника $P_0 = F_{Br} = 3506,4 \text{ Н}$, статическая грузоподъемность подшипника $C_0 = 12400 \text{ Н}$.

5.3.4. Разработка конструкции вала

Расчетный диаметр вала под зубчатым колесом (точка 1) равен 24,27 мм. Округляем данный размер по ряду стандартных линейных размеров до 25 мм. Длину ступицы под зубчатым колесом назначаем с учетом материала ступицы зубчатого колеса (материал ступицы – сталь), $l_1 = (0,8 \dots 1,2) d_1 = 1,2 \cdot 25 = 30 \text{ мм}$.

Зубчатое колесо должно упираться в буртик, для точного позиционирования и восприятия осевых нагрузок, поэтому принимаем диаметр буртика равным 27 мм. Длину буртика определяем конструктивно равным 106 мм.

Поскольку подшипники вала находятся в собственных корпусах, то с обеих сторон они должны быть защищены от попадания грязи и вытекания смазки уплотнительными устройствами - манжетами. Подшипник до своего посадочного места должен проходить свободно, поэтому диаметр вала под манжету слева от подшипника A должен быть меньше диаметра вала под подшипник. Выбираем диаметр вала под манжету слева от подшипника из ряда стандартных диаметров и принимаем равным 32 мм. Длину участка вала под уплотнение принимаем равной 20 мм.

Диаметр вала под подшипником A равен 35 мм. Ширина подшипника – 21 мм. Диаметр заплечика под подшипник должен быть больше 42 мм. Согласовываем диаметр заплечика для подшипника с диаметром манжетного уплотнения.

Выбираем диаметр вала под манжетное уплотнение справа от подшипника из стандартного ряда размеров и принимаем равным 45 мм. Длину участка вала под манжетное уплотнение принимаем равной 18 мм.

Расчетный диаметр вала под зубчатым колесом (точка 2) равен 40,33 мм. Округляем данный размер по ряду нормальных линейных размеров до 46 мм, потому что при меньшем значении диаметра вала мы не сможем надеть ступицу зубчатого колеса на вал. Длину ступицы под зубчатым колесом назначаем с учетом материала ступицы зубчатого колеса (материал ступицы – сталь), $l_2 = (0,8 \dots 1,2) d_2 = 1,2 \cdot 46 = 55,2 \text{ мм}$. Принимаем длину ступицы равной 55 мм.

Диаметр свободного участка вала между уплотнением подшипника A и ступицей зубчатого колеса 2 принимаем равным 45 мм, длину данного участка определяем конструктивно и принимаем равной 144 мм.

Диаметр свободного участка вала между ступицей зубчатого колеса 2 и участком вала под левое уплотнение подшипника B и принимаем равным 53 мм, длину данного участка определяем конструктивно и принимаем равной 88 мм.

Диаметры вала под манжетные уплотнения подшипника B слева и справа принимаем равными соответственно 45 мм и 38 мм. Длины участков вала под данные уплотнения соответственно равны 23 мм и 18 мм.

Диаметр вала под шкивом назначаем по ряду нормальных линейных размеров с учетом расчетного диаметра данного участка, равного 30,76 мм. Длину ступицы шкива назначаем из условия $l = (1,2 \dots 1,5) d = 1,5 \cdot 32 = 48$ мм.

Диаметр свободного участка вала между ступицей шкива 3 и участком вала под правое уплотнение подшипник B принимаем равным 33 мм, длину данного участка определяем конструктивно равной 46 мм.

Назначаем посадки подшипников качения в зависимости от интенсивности радиальной нагрузки P_R , действующей на подшипники.

$$P_{RA} = \frac{F_{Ar} k_1 k_2 k_3}{B_A - 2 r_A} = \frac{2423,08 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{(21 - 2 \cdot 2,5)} = 151,44 \text{ кН/м};$$

$$P_{RB} = \frac{F_{Br} k_1 k_2 k_3}{B_B - 2 r_B} = \frac{3506,4 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{(23 - 2 \cdot 2,5)} = 175,32 \text{ кН/м}.$$

По интенсивности радиальной нагрузки при циркуляционном нагружении внутренних колец подшипников назначаем посадку – $js6$.

Под манжетное уплотнение назначаем посадку $a11$. Под консольное зубчатое колесо и шкив назначаем посадку $пб$, под зубчатое колесо, насаженное в середине вала – $рб$.

Шероховатость посадочных поверхностей вала назначаем:

участки вала под подшипники – $Ra = 1,25$ мкм;

торцы заплечиков подшипников - $Ra = 2,5$ мкм;

участки вала под уплотнения - $Ra = 0,32$ мкм;

участки вала под ступицы зубчатых колес и шкива - $Ra = 2,5$ мкм;

рабочие поверхности шпоночных пазов - $Ra = 3,2$ мкм;

резьбовые отверстия - $Ra = 2,5$ мкм.

На остальные поверхности вала назначаем шероховатость - $Ra = 6,3$ мкм.

Определяем расчетную длину шпоночных пазов. В качестве материала шпонок применяем чистотянутую среднеуглеродистую сталь 45 с пределом текучести $\sigma_T = 350$ МПа. Допускаемое напряжение на смятие при коэффициенте запаса прочности $[s] = 2$

$$[s_{см}] = \sigma_T / [s] = 350 / 2 = 175 \text{ МПа}.$$

Определяем расчетную длину шпоночных пазов в характерных точках вала:

точка 1

$$l_{p1} \geq \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d (h - t_1) [s_{см}]} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 119}{25 (7 - 4) 175} \geq 18,1 \text{ мм}$$

точка 2

$$l_{p2} \geq \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d(h-t_1)[s_{cm}]} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 120}{46(9-5,5)175} \geq 16,95 \text{ мм}$$

точка 3

$$l_{p3} \geq \frac{2 \cdot 10^3 T_3}{d(h-t_1)[s_{cm}]} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 239}{32(8-5)175} \geq 28,42 \text{ мм}$$

Принимаем расчетные рабочие и полные длины шпоночных пазов соответственно: $l_{p1} = 24$ мм, $l_1 = 28$ мм; $l_{p2} = 36$ мм, $l_2 = 50$ мм; $l_{p3} = 41$ мм, $l_3 = 46$ мм.

Рабочий чертеж вала приведен на рис. 3.5.

5.3.5. Расчет вала на сопротивление усталости

Расчет вала на сопротивление усталости производим в опасных сечения вала, т.е. в тех сечениях, где приведенные моменты будут максимальными: в подшипнике В и в месте посадки на вал зубчатого колеса 2.

При одновременном действии нормальных и касательных напряжений коэффициент запаса прочности на выносливость s определяем по формуле

$$s = \frac{s_s s_t}{\sqrt{s_s^2 + s_t^2}} \geq [s]$$

где s_s, s_t - коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям соответственно;

$[s] \geq 1,3 \dots 1,5$ - допускаемый коэффициент запаса выносливости.

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям определяем по формулам

$$s_s = \frac{s_{-1}}{s_a K_{sD} + y_s s_m}; \quad s_t = \frac{t_{-1}}{t_a K_{tD} + y_t t_m};$$

Амплитудные и средние значения нормальных и касательных напряжений при постоянном направлении вращения вала определяются по зависимостям

$$s_a = \frac{M_u}{W_0}, \quad s_m = 0; \quad \phi_u = t_m = \frac{0,5 T}{W_p}.$$

При определении напряжений, возникающих под ступицей колеса 2, осевой W_0 и полярный W_p моменты сопротивления рассчитываем с учетом ослабления вала шпоночным пазом.

$$W_0 \cong 0,1 d^3 - \frac{b t_1 (d-t_1)^2}{2d} = 0,1 \cdot 46^3 - \frac{14 \cdot 5,5 (46-5,5)^2}{2 \cdot 46} = 8183,122 \text{ мм}^3$$

$$W_p \cong 0,2 d^3 - \frac{b t_1 (d-t_1)^2}{2d} = 0,2 \cdot 46^3 - \frac{14 \cdot 5,5 (46-5,5)^2}{2 \cdot 46} = 17739,06 \text{ мм}^3$$

где $b = 14$ мм - ширина паза;

$t_1 = 5,5$ мм - глубина врезания шпонки в вал.

Напряжения изгиба и кручения, в месте посадки зубчатого колеса 2 на вал равны

$$s_u = \frac{M_u}{W_0} = \frac{279,41 \cdot 10^3}{8183,122} = 34,14 \text{ Н} \cdot \text{м} , \quad t = \frac{T}{W_p} = \frac{238,75 \cdot 10^3}{17739,06} = 13,46 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Принимаем

$$s_a = s_u = 34,14 \text{ Н} \cdot \text{м} ; \quad s_m = 0 ; \quad t_a = t_m = 6,73 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Коэффициенты чувствительности материала вала к асимметрии цикла напряжений изгиба и кручения равны

$$y_s = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} s_B = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 610 = 0,142 ;$$

$$y_t = 0,5 y_s = 0,5 \cdot 0,142 = 0,071 .$$

Коэффициенты перехода от пределов выносливости образца к пределу выносливости деталей определяем по формулам

$$K_{sD} = \left(\frac{K_s}{e_s} + K_s^n - 1 \right) / b ; \quad K_{tD} = \left(\frac{K_t}{e_t} + K_t^n - 1 \right) / b ,$$

где K_s, K_t - эффективные коэффициенты концентрации напряжений для полированного образца;

e_s, e_t - коэффициенты влияния абсолютных размеров;

$K_s^n \approx K_t^n$ - коэффициенты, учитывающие шероховатость поверхности;

b - коэффициент, вводимый при наличии технологического упрочнения.

Эффективные коэффициенты концентрации для полированного образца со шпоночным пазом, выполненного пальцевой фрезой

$$K_s = 0,985 + 12,76 \cdot 10^{-4} s_b = 0,985 + 12,76 \cdot 10^{-4} \cdot 610 = 1,76 ;$$

$$K_t = 0,969 + 14,44 \cdot 10^{-4} s_b = 0,969 + 14,44 \cdot 10^{-4} \cdot 610 = 1,85 .$$

Коэффициенты влияния абсолютных размеров вала

$$e_s = 1,0356 - 6,17 \cdot 10^{-3} d + 2,82 \cdot 10^{-5} d^2 = \\ = 1,0356 - 6,17 \cdot 10^{-3} \cdot 46 + 2,82 \cdot 10^{-5} \cdot 46^2 = 1,05 ;$$

$$e_t = 0,9356 - 6,17 \cdot 10^{-3} d + 2,82 \cdot 10^{-5} d^2 = \\ = 0,9356 - 6,17 \cdot 10^{-3} \cdot 46 + 2,82 \cdot 10^{-5} \cdot 46^2 = 0,95 .$$

Коэффициенты концентрации напряжений зависящие от шероховатости поверхности

$$K_s^n \approx K_t^n = 0,902 + 2,85 \cdot 10^{-4} s_b = 0,902 + 2,85 \cdot 10^{-4} \cdot 610 = 1,076 .$$

Поскольку технологическое упрочнение под зубчатым колесом не предусматривается, то принимаем $b = 1$.

Тогда коэффициенты перехода от пределов выносливости образца к пределу выносливости вала, при наличии шпоночного паза под ступицей зубчатого колеса

$$K_{sD} = \left(\frac{K_s}{e_s} + K_s^n - 1 \right) / b = \left(\frac{1,76}{1,05} + 1,076 - 1 \right) = 1,755 ;$$

$$K_{tD} = \left(\frac{K_t}{e_t} + K_t^n - 1 \right) / b = \left(\frac{1,85}{0,95} + 1,076 - 1 \right) = 2,023 .$$

Поскольку ступица зубчатого колеса посажена на вал по посадке с натягом $H7/p6$, то определяем коэффициенты концентрации напряжений от посадки

$$K_{sD} = -0,402 + 6,4 \cdot 10^{-2} d + 23,66 \cdot 10^{-4} s_b - 4,38 \cdot 10^{-4} d^2 + \\ + 98,31 \cdot 10^{-7} d s_b = -0,402 + 6,4 \cdot 10^{-2} \cdot 46 + 23,66 \cdot 10^{-4} \cdot 610 - \\ - 4,38 \cdot 10^{-4} \cdot 46^2 + 98,31 \cdot 10^{-7} \cdot 46 \cdot 610 = 3,334;$$

$$K_{tD} = -0,055 + 44,32 \cdot 10^{-3} d + 15,41 \cdot 10^{-4} s_b - 30,18 \cdot 10^{-5} d^2 + \\ + 50,86 \cdot 10^{-7} d s_b = -0,055 + 44,32 \cdot 10^{-3} \cdot 46 + 15,41 \cdot 10^{-4} \cdot 610 - \\ - 30,18 \cdot 10^{-5} \cdot 46^2 + 50,86 \cdot 10^{-7} \cdot 46 \cdot 610 = 2,428.$$

Так как эффективные коэффициенты концентрации напряжений от посадки больше чем от шпоночного паза, то в дальнейших расчетах будем использовать их.

Определяем коэффициент запаса прочности на выносливость

$$s_s = \frac{s_{-1}}{s_a K_{sD} + y_s s_m} = \frac{210}{34,14 \cdot 3,334 + 0,142 \cdot 0} = 1,845;$$

$$s_t = \frac{t_{-1}}{t_a K_{tD} + y_t t_m} = \frac{150}{6,73 \cdot 2,428 + 6,73 \cdot 0,071} = 5,24.$$

$$s = \frac{s_s s_t}{\sqrt{s_s^2 + s_t^2}} = \frac{1,845 \cdot 5,24}{\sqrt{1,845^2 + 5,24^2}} = 1,739 > 1,5$$

Производим расчет вала под подшипником B

$$e_s = 1,0356 - 6,17 \cdot 10^{-3} d + 2,82 \cdot 10^{-5} d^2 = \\ = 1,0356 - 6,17 \cdot 10^{-3} \cdot 40 + 2,82 \cdot 10^{-5} \cdot 40^2 = 1,014;$$

$$e_t = 0,9356 - 6,17 \cdot 10^{-3} d + 2,82 \cdot 10^{-5} d^2 = \\ = 0,9356 - 6,17 \cdot 10^{-3} \cdot 40 + 2,82 \cdot 10^{-5} \cdot 40^2 = 0,914.$$

Поскольку внутреннее кольцо подшипника насажено на вал по переходной посадке $H7/js6$, то определяем коэффициент концентрации напряжений при наличии на участке вала посадки с натягом

$$K_{sD} = -0,402 + 6,4 \cdot 10^{-2} d + 23,66 \cdot 10^{-4} s_b - 4,38 \cdot 10^{-4} d^2 + \\ + 98,31 \cdot 10^{-7} d s_b = -0,402 + 6,4 \cdot 10^{-2} \cdot 40 + 23,66 \cdot 10^{-4} \cdot 610 - \\ - 4,38 \cdot 10^{-4} \cdot 40^2 + 98,31 \cdot 10^{-7} \cdot 40 \cdot 610 = 3,14;$$

$$K_{tD} = -0,055 + 44,32 \cdot 10^{-3} d + 15,41 \cdot 10^{-4} s_b - 30,18 \cdot 10^{-5} d^2 + \\ + 50,86 \cdot 10^{-7} d s_b = -0,055 + 44,32 \cdot 10^{-3} \cdot 40 + 15,41 \cdot 10^{-4} \cdot 610 - \\ - 30,18 \cdot 10^{-5} \cdot 40^2 + 50,86 \cdot 10^{-7} \cdot 40 \cdot 610 = 2,299.$$

Определяем коэффициент запаса прочности на выносливость.

Напряжения изгиба и кручения в данном сечении вала

$$s_u = \frac{M_u}{W_0} = \frac{298,44 \cdot 10^3}{6283,19} = 47,50 \text{ Н} \cdot \text{м} , \quad t = \frac{T}{W_p} = \frac{238,75 \cdot 10^3}{12566,37} = 19,00 \text{ Н} \cdot \text{м} ,$$

где

$$W_0 \cong 0,1 d^3 = 0,1 \cdot 40^3 = 6283,19 \text{ мм}^3; \quad W_p \cong 0,2 d^3 = 0,2 \cdot 40^3 = 12566,37 \text{ мм}^3$$

Принимаем

$$S_a = S_u = 47,50 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad S_m = 0; \quad t_a = t_m = 9,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тогда

$$s_s = \frac{S_{-1}}{S_a K_{SD} + Y_S S_m} = \frac{210}{47,50 \cdot 3,14 + 0,142 \cdot 0} = 1,408;$$

$$s_t = \frac{t_{-1}}{t_a K_{tD} + Y_t t_m} = \frac{150}{9,5 \cdot 2,229 + 9,5 \cdot 0,071} = 6,662.$$

$$s = \frac{s_s s_t}{\sqrt{s_s^2 + s_t^2}} = \frac{1,408 \cdot 6,662}{\sqrt{1,408^2 + 6,662^2}} = 1,377 > 1,3$$

Таким образом, спроектированный вал удовлетворяет условию прочности по напряжениям усталости.

4. Приложения

Приложение 1

Рассчитать и спроектировать клиноременную передачу, выполнить рабочий чертеж ведущего шкива по следующим данным:

Но- мер вари- анта	Переда- ваемая мощ- ность N , кВт	Частота вращения ведущего шкива n , мин ⁻¹	Диаметр вала d , мм	Переда- точное отно- шение u	Желаемое межосевое расстояние a , мм	Кэффи- циент ди- намично- сти K_F	Смен- ность ра- бо- ты
1	2	3	4	5	6	7	8
01	1,1	2810	19	1,25	500	1,0	1
02	1,5	2850	22	1,4	530	1,1	1
03	2,2	2850	22	1,6	560	1,4	1
04	3	2840	24	1,8	600	1,3	2
05	4	2880	28	2	630	1,5	1
06	5,5	2800	28	2,24	670	1,2	3
07	7,5	2900	32	2,5	710	1,1	2
08	▪ 櫛奉	2900	38	2,8	750	1,3	3
09	15	2940	42	3,15	800	1,1	1
10	18,5	2940	42	3,55	850	1,5	2
11	1,1	1420	22	4	900	1,4	2
12	1,5	1415	22	4,5	950	1,3	3
13	2,2	1425	24	1,25	1000	1,0	1
14	3	1435	28	1,4	1060	1,5	2
15	4	1430	28	1,6	1120	1,1	1
16	5,5	1445	32	1,8	1180	1,1	3
17	7,5	1455	38	2	1250	1,0	2
18	11	1460	38	2,24	1320	1,0	1
19	15	1445	38	2,5	1400	1,1	3
20	18,5	1465	48	2,8	1500	1,4	3
21	1,1	920	22	3,15	1600	1,3	1
22	1,5	935	24	3,55	1700	1,5	2
23	2,2	950	28	4	1800	1,2	1
24	3	955	32	4,5	1900	1,1	2
25	4	950	32	1,25	2000	1,3	1
26	5,5	965	48	1,4	2120	1,1	1
27	7,5	970	38	1,6	2240	1,5	1
28	11	975	48	1,8	2500	1,4	3
29	15	975	48	2	800	1,3	2
30	1,1	700	24	2,24	850	1,0	1
31	1,5	700	28	2,5	900	1,5	3
32	2,2	700	32	2,8	950	1,1	3
33	3	700	32	3,15	1000	1,1	3
34	4	720	38	3,55	1060	1,0	2
35	5,5	720	38	4	1120	1,0	1
36	7,5	730	48	4,5	1180	1,1	1
37	11	730	48	1,25	1250	1,4	1
38	1,1	2810	19	1,4	1320	1,3	2
39	1,5	2850	22	1,6	1400	1,5	1
40	2,2	2850	22	1,8	1500	1,2	3
41	3	2840	24	2	1600	1,1	2
42	4	2880	28	2,24	1700	1,3	3

1	2	3	4	5	6	7	8
43	5,5	2800	28	2,5	1800	1,1	1
44	7,5	2900	32	2,8	1900	1,5	2
45	11	2900	38	3,15	2000	1,4	2
46	15	2940	42	3,55	2120	1,3	3
47	18,5	2940	42	4	2240	1,0	1
48	1,1	1420	22	4,5	2500	1,5	2
49	1,5	1415	22	1,25	500	1,1	1
50	2,2	1425	24	1,4	530	1,1	3
51	3	1435	28	1,6	560	1,0	2
52	4	1430	28	1,8	600	1,0	1
53	5,5	1445	32	2	630	1,1	3
54	7,5	1455	38	2,24	670	1,4	3
55	11	1460	38	2,5	710	1,3	1
56	15	1445	38	2,8	750	1,5	2
57	18,5	1465	48	3,15	1000	1,2	1
58	1,1	920	22	3,55	1060	1,5	2
59	1,5	935	24	4	1120	1,4	3
60	2,2	950	28	4,5	1180	1,3	1

Приложение 2

Расчитать и спроектировать цепную передачу, выполнить рабочий чертеж ведущей звездочки по следующим данным:

Номер варианта	Передаваемая мощность N , кВт	Частота вращения ведущей звездочки n , мин ⁻¹	Диаметр вала d , мм	Передачное отношение u	Угол наклона передачи ψ , град.	Коэффициент динамичности K_F	Сменность работы
1	2	3	4	5	6	7	8
01	1,1	2810	19	1,25	60	1,0	1
02	1,5	2850	22	1,50	70	1,2	1
03	2,2	2850	22	1,75	80	1,4	3
04	3,0	2840	24	2,00	10	1,3	2
05	4,0	2880	28	2,25	10	1,5	2
06	5,5	2880	28	2,50	20	1,2	3
07	7,5	2900	32	3,00	25	1,0	1
08	11,0	2900	38	3,50	40	1,8	1
09	15,0	2940	42	4,00	45	1,3	2
10	18,5	2940	48	4,5	50	1,2	3
11	1,1	1420	22	5,0	55	1,8	2
12	1,5	1415	22	5,5	60	1,0	1
13	2,2	1425	24	1,25	0	1,2	3
14	3,0	1435	28	1,50	85	1,3	2
15	4,0	1430	28	2,00	90	1,4	1
16	5,5	1445	32	2,25	10	1,3	3
17	7,5	1445	38	2,50	20	1,8	2
18	11,0	1460	38	3,00	25	1,4	3
19	15,0	1465	42	3,50	40	1,0	1
20	18,5	1465	48	4,00	60	1,5	1
21	1,1	920	22	1,25	70	1,3	2
22	1,5	935	24	1,50	80	1,2	3
23	2,2	950	28	2,00	45	1,8	1
24	3,0	955	32	2,25	10	1,0	2
25	4,0	950	32	2,50	25	1,4	1
26	5,5	965	38	3,00	45	1,3	2
27	7,5	970	38	3,50	60	1,2	2
28	11,0	975	42	4,00	10	1,0	2
29	15,0	975	48	3,50	60	1,2	1
30	18,5	975	55	2,50	25	1,3	2
31	1,1	700	24	1,50	30	1,4	1
32	1,5	700	28	2,00	70	1,0	1
33	2,2	700	32	2,50	80	1,2	3
34	3,0	700	32	2,25	90	1,2	2
35	4,0	720	38	3,00	10	1,3	2
36	5,5	720	38	4,00	15	1,5	3
37	7,5	730	42	4,50	40	1,4	3
38	11,0	730	48	5,00	45	1,0	1
39	15,0	730	48	5,50	50	1,0	1
40	1,1	2810	19	2,50	80	1,2	2
41	1,5	2850	22	3,00	90	1,3	3
42	2,2	2850	22	3,50	0	1,8	1

1	2	3	4	5	6	7	8
43	3,0	2840	24	4,00	15	1,0	1
43	3,0	2840	24	4,00	15	1,0	1
44	4,0	2880	28	4,50	40	1,2	2
45	5,5	2880	28	5,00	60	1,5	2
46	7,5	2900	32	4,50	80	1,4	3
47	11,0	2900	38	4,00	90	1,2	3
48	15,0	2940	48	2,24	10	1,2	1
49	18,5	2940	55	2,80	25	1,4	2
50	1,1	700	24	1,60	30	1,4	1
51	1,5	700	28	1,80	35	1,0	1
52	12	700	32	2,50	40	1,5	3
53	3,0	700	32	2,24	45	1,2	2
54	4,0	720	38	3,15	50	1,3	2
55	5,5	720	28	3,56	55	1,5	3
56	7,5	730	42	4,00	60	1,3	3
57	11,0	730	48	4,50	65	1,0	1
58	15,0	730	48	5,00	70	1,0	1
59	1,1	920	22	2,24	80	1,2	2
60	1,5	935	24	3,15	0	1,3	3

Рассчитать и спроектировать вал, подобрать подшипники качения, выполнить рабочий чертеж вала по следующим данным:

Условные обозначения

n - частота вращения вала, мин⁻¹;

T_1, T_2, T_3 - крутящие моменты на насаженных деталях, Н·м;

F_{t1}, F_{t2}, F_{t3} - окружные силы на насаженных деталях, Н;

F_{r1}, F_{r2}, F_{r3} - радиальные силы на насаженных деталях, Н;

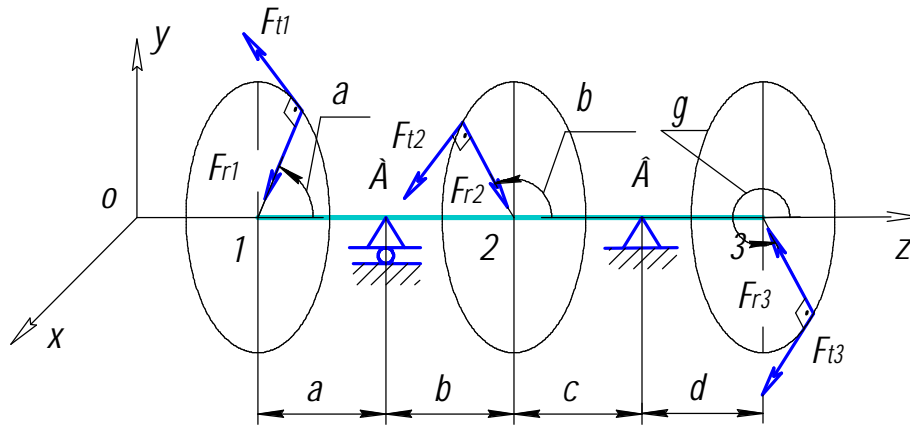
a, b, c, d - линейные размеры вала, м;

α, β, γ - углы приложения сил соответственно, град.;

L - срок службы, год.

Номер варианта	T_1	T_2	T_3	F_{t1}	F_{r1}	F_{t2}	F_{r2}	F_{t3}	F_{r3}
01	48	96	48	0	1592	380	138	0	1326
02	40	64	104	0	1532	0	1002	1097	399
03	111	41	70	1173	427	0	1032	700	255
04	118	84	34	1175	428	0	1049	0	1399
05	68	55	123	0	1462	0	1058	1116	406
06	47	127	80	0	1447	536	195	0	1384
07	85	46	131	742	270	847	308	0	1368
08	135	72	63	0	1404	393	143	503	183
09	64	138	74	512	186	448	163	569	207
10	82	59	141	629	229	828	301	1042	379
11	143	62	81	1023	372	464	169	580	211
12	48	143	95	0	2388	762	277	0	1990
13	89	64	153	0	2247	0	1469	1608	585
14	159	89	70	1675	610	0	1474	700	255
15	68	34	34	682	248	0	609	0	812
16	68	28	96	0	1137	0	823	868	316
17	47	156	109	0	1776	728	265	0	1699
18	209	46	255	1814	660	1643	598	0	2653
19	239	72	167	0	2487	1042	379	1334	486
20	64	76	12	512	186	75	27	95	35
21	45	59	104	348	126	613	223	772	281
22	111	62	49	796	290	282	103	353	128
23	48	115	67	0	1910	533	194	0	1592
24	□ □	64	139	0	2043	0	1336	1462	532
25	159	89	70	1675	610	0	1474	700	255
26	176	142	34	1763	642	0	1574	0	2099
27	68	123	191	0	2274	0	1647	1736	632
28	47	204	157	0	2315	1045	380	0	2214
29	119	96	215	1034	376	1386	505	0	2238
30	225	84	141	0	2341	879	320	1126	410
31	72	202	130	576	210	786	286	997	363
32	112	59	171	861	313	1005	366	1266	461
33	143	62	81	1023	372	464	169	580	211
34	120	310	190	0	5173	1523	554	0	4311
35	105	105	210	0	3090	0	2020	2212	805

Приложение 3



Номер варианта	n	a	b	c	d	a	b	g	L
01	500	0,2	0,35	0,35	0,2	0	30	45	1
02	550	0,25	0,4	0,4	0,25	30	45	60	1,5
03	600	0,3	0,3	0,3	0,3	45	60	90	2
04	650	0,2	0,45	0,45	0,2	60	90	120	2
05	700	0,25	0,35	0,35	0,25	90	120	150	1
06	750	0,3	0,45	0,45	0,3	120	150	180	2,5
07	800	0,35	0,35	0,35	0,35	150	180	210	3
08	850	0,25	0,35	0,35	0,25	180	210	240	1,5
09	900	0,2	0,3	0,3	0,2	210	240	270	2
10	950	0,3	0,45	0,45	0,3	240	270	300	1,5
11	1000	0,25	0,35	0,35	0,25	270	300	330	1
12	400	0,2	0,35	0,35	0,2	0	30	-45	1
13	500	0,25	0,4	0,4	0,25	-30	-45	60	1,5
14	600	0,3	0,3	0,3	0,3	-45	60	-90	2
15	700	0,2	0,45	0,45	0,2	-60	-90	120	2
16	650	0,25	0,35	0,35	0,25	-90	-120	150	1
17	550	0,3	0,45	0,45	0,3	-120	150	180	2,5
18	450	0,35	0,35	0,35	0,35	-150	-180	210	3
19	400	0,25	0,35	0,35	0,25	-180	210	240	1,5
20	500	0,2	0,3	0,3	0,2	-210	-240	270	2
21	550	0,3	0,45	0,45	0,3	-240	270	-300	1,5
22	600	0,25	0,35	0,35	0,25	-270	-300	330	1
23	500	0,2	0,35	0,35	0,2	0	30	45	1
24	550	0,25	0,4	0,4	0,25	30	45	60	1,5
25	600	0,3	0,3	0,3	0,3	45	60	90	2
26	650	0,2	0,45	0,45	0,2	60	90	120	2
27	700	0,25	0,35	0,35	0,25	90	120	150	1
28	750	0,3	0,45	0,45	0,3	120	150	180	2,5
29	800	0,35	0,35	0,35	0,35	150	180	210	3
30	850	0,25	0,35	0,35	0,25	180	210	240	1,5
31	900	0,2	0,3	0,3	0,2	210	240	270	2
32	950	0,3	0,45	0,45	0,3	240	270	300	1,5
33	1000	0,25	0,35	0,35	0,25	270	300	330	1
34	400	0,2	0,35	0,35	0,2	0	30	-45	1
35	500	0,25	0,4	0,4	0,25	-30	-45	60	1,5

Номер вари- анта	T_1	T_2	T_3	F_{t1}	F_{r1}	F_{t2}	F_{r2}	F_{t3}	F_{r3}
36	143	73	70	1508	549	0	1326	700	255
37	96	62	34	955	348	0	853	0	1137
38	38	35	73	0	875	0	633	668	243
39	47	156	109	0	1776	728	265	0	1699
40	148	64	212	1289	469	1369	498	0	2211
41	263	98	165	0	2736	1029	374	1317	479
42	123	229	106	984	358	644	234	817	297
43	150	76	226	1152	419	1328	483	1672	609
44	223	94	129	1592	579	736	268	920	335
45	62	127	65	0	1447	436	159	0	1384
46	44	63	107	386	141	693	252	0	1119
47	124	72	52	0	1287	322	117	413	150
48	64	106	42	512	186	255	93	324	118
49	72	59	131	551	201	769	280	968	352
50	115	62	53	819	298	301	109	376	137
51	97	358	261	0	5969	2089	760	0	4974
52	135	190	325	0	4775	0	3122	3418	1244
53	191	65	126	2011	732	0	1769	1260	459
54	123	89	34	1228	447	0	1096	0	1462
55	68	20	88	0	1049	0	760	801	292
56	47	139	92	0	1579	613	223	0	1510
57	60	46	106	523	190	685	249	0	1105
58	96	72	24	0	995	147	53	188	68
59	64	210	146	512	186	885	322	1124	409
60	10	59	69	80	29	409	149	514	187
61	80	62	18	568	207	100	37	126	46
62	28	32	60	218	79	355	129	447	163
63	67	29	38	478	174	216	79	270	98
64	48	191	143	0	3183	1144	416	0	2653
65	72	100	172	0	2528	0	1653	1809	659
66	159	68	91	1675	610	0	1474	912	332
67	150	91	59	1501	546	0	1340	0	1787
68	68	108	176	0	2099	0	1520	1603	583
69	79	226	147	0	2565	978	356	0	2454
70	187	110	297	1627	592	1917	698	0	3095

Приложение 3 (продолжение)

Номер вари- анта	<i>n</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>g</i>	<i>L</i>
36	600	0,3	0,3	0,3	0,3	-45	60	-90	2
37	700	0,2	0,45	0,45	0,2	-60	-90	120	2
38	650	0,25	0,35	0,35	0,25	-90	-120	150	1
39	550	0,3	0,45	0,45	0,3	-120	150	180	2,5
40	450	0,35	0,35	0,35	0,35	-150	-180	210	3
41	400	0,25	0,35	0,35	0,25	-180	210	240	1,5
42	500	0,2	0,3	0,3	0,2	-210	-240	270	2
43	550	0,3	0,45	0,45	0,3	-240	270	-300	1,5
44	600	0,25	0,35	0,35	0,25	-270	-300	330	1
45	750	0,3	0,45	0,45	0,3	120	150	180	2,5
46	800	0,35	0,35	0,35	0,35	150	180	210	3
47	850	0,25	0,35	0,35	0,25	180	210	240	1,5
48	900	0,2	0,3	0,3	0,2	210	240	270	2
49	950	0,3	0,45	0,45	0,3	240	270	300	1,5
50	1000	0,25	0,35	0,35	0,25	270	300	330	1
51	400	0,2	0,35	0,35	0,2	0	30	-45	1
52	500	0,25	0,4	0,4	0,25	-30	-45	60	1,5
53	600	0,3	0,3	0,3	0,3	-45	60	-90	2
54	700	0,2	0,45	0,45	0,2	-60	-90	120	2
55	650	0,25	0,35	0,35	0,25	-90	-120	150	1
56	550	0,3	0,45	0,45	0,3	-120	150	180	2,5
57	450	0,35	0,35	0,35	0,35	-150	-180	210	3
58	400	0,25	0,35	0,35	0,25	-180	210	240	1,5
59	500	0,2	0,3	0,3	0,2	-210	-240	270	2
60	550	0,3	0,45	0,45	0,3	-240	270	-300	1,5
61	600	0,25	0,35	0,35	0,25	-270	-300	330	1
62	950	0,3	0,45	0,45	0,3	240	270	300	1,5
63	1000	0,25	0,35	0,35	0,25	270	300	330	1
64	400	0,2	0,35	0,35	0,2	0	30	-45	1
65	500	0,25	0,4	0,4	0,25	-30	-45	60	1,5
66	600	0,3	0,3	0,3	0,3	-45	60	-90	2
67	700	0,2	0,45	0,45	0,2	-60	-90	120	2
68	650	0,25	0,35	0,35	0,25	-90	-120	150	1
69	550	0,3	0,45	0,45	0,3	-120	150	180	2,5
70	450	0,35	0,35	0,35	0,35	-150	-180	210	3

5. Список литературы

1. Детали машин / Решетов Д.Н.; Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. - М.: Машиностроение, 1989. 469 с., ил.
2. Основы проектирования деталей машин / В.Л. Устиненко и др. Харьков: Вища школа. Изд-во Харьковского университета, 1983. 184 с., ил.
3. Подшипники качения / Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Справочник.- М.: Машиностроение, 1975. 572 с., ил.
4. Расчет и конструирование силового механического привода /Тихонов С.И.; Учебно-методическое пособие. – СПбГТУ ППИ; Псков, 1999. 150 с., ил.

Оглавление

1. Расчет ременной передачи.....	Ошибка! Закладка не определена.
1.1. Параметры и кинематика клиновых ремней.....	3
1.2. Геометрический расчет клиноременных передач.....	4
1.3. Комплексный расчет ременных передач на выносливость и тяговую способность.....	6
1.4. Шкивы ременных передач.....	7
1.5. Пример расчета ременной передачи.....	11
2. Расчет цепной передачи.....	14
2.1. Типы цепей.....	14
2.2. Основные параметры приводных цепных передач.....	16
2.3. Расчет цепных передач по тяговой способности.....	18
2.4. Определение постоянных сил в ветвях цепи и нагрузки на валы.....	20
2.5. Конструирование приводных звездочек.....	20
2.6. Пример расчета цепной передачи.....	23
3. Расчет вала на подшипниках качения.....	28
3.1. Проектировочный расчет валов.....	28
3.2. Подбор и расчет подшипников качения.....	30
3.3. Разработка конструкции вала.....	33
3.4. Проверка вала на выносливость.....	39
3.5. Пример расчета вала.....	44
3.5.1. Определение опорных реакций в подшипниках вала.....	44
3.5.2. Определение расчетных значений диаметров вала.....	46
3.5.3. Подбор подшипников качения по долговечности.....	49
3.5.4. Разработка конструкции вала.....	50
3.5.5. Расчет вала на сопротивление усталости.....	52
Приложения.....	57
Список литературы.....	66

Тихонов Сергей Игоревич
Муравьев Алексей Евгеньевич

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Учебно - методическое пособие

Для студентов технических специальностей.

Редактор С.И. Тихонов
Компьютерная верстка С.И. Тихонов

Формат 84×108/16. Гарнитура Times New Roman. Усл.. п.л. 4,2.
Тираж 200 экз. Заказ №

Адрес издательства:
Россия, 180680, Псков, ул. Л.Толстого 4.
Издательско-полиграфический центр ППИ