



Министерство образования Республики Беларусь
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Машиноведение и детали машин»

ДЕТАЛИ МАШИН

Учебно-методическое пособие

Часть 1



Минск
БНТУ
2019

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Машиноведение и детали машин»

ДЕТАЛИ МАШИН

Учебно-методическое пособие
для студентов машиностроительных специальностей

В 3 частях

Часть 1

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Под общей редакцией А. Т. Скойбеды

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области машиностроительного оборудования и технологий*

Минск
БНТУ
2019

УДК 621.81(075.8)

ББК 34.44я7

Д38

Авторы:

*А. Т. Скойбеда, В. Д. Василенок, А. А. Зенькович, А. А. Калина,
Т. В. Козлова, О. Н. Протасеня, А. М. Статкевич, И. В. Швец*

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
«Теоретическая механика и теория механизмов и машин» Белорусского
государственного аграрного технического университета *А. Н. Орда*;
кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры
«Материаловедение и проектирование технических систем» Белорусского
государственного технологического университета *С. Е. Бельский*

Д38 **Детали машин** : учебно-методическое пособие для студентов машино-
строительных специальностей: в 3 ч. / А. Т. Скойбеда [и др.]; под общ. ред.
А. Т. Скойбеда. – Минск : БНТУ, 2019. – Ч. 1 : Механические передачи. – 2019. –
215 с.

ISBN 978-985-583-168-7 (Ч. 1).

Изложена методика расчета механических передач и деталей машин, наиболее широко применяющихся в различных отраслях машиностроения. Приведены решения типовых задач.

Пособие предназначено для студентов машиностроительных специальностей дневной и заочной форм обучения, изучающих дисциплины «Детали машин», «Прикладная механика», «Механика» и др. Рекомендуются также для курсового и дипломного проектирования.

УДК 621.81(075.8)

ББК 34.44я7

ISBN 978-985-583-168-7 (Ч. 1)

ISBN 978-985-583-350-6

© Белорусский национальный
технический университет, 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	5
1. Ременные передачи	6
1.1. Основные расчетные формулы.....	6
1.2. Силовые зависимости в ременных передачах.....	8
1.3. Последовательность расчета плоскоременной передачи.....	13
1.4. Последовательность расчета клиноременной передачи	15
1.5. Примеры расчета ременных передач	19
2. Передачи зацеплением гибкими связями	27
2.1. Цепные передачи	27
2.1.1. Общие сведения. Основные характеристики цепных передач	28
2.1.2. Расчет цепной передачи	31
2.1.3. Примеры расчета цепных передач	36
2.2. Зубчато-ременные передачи	46
2.2.1. Общие сведения. Основные характеристики зубчато-ременных передач	47
2.2.2. Последовательность проектирования зубчато-ременных передач	49
2.2.3. Разработка конструкции шкивов.....	55
2.2.4. Примеры расчета зубчато-ременных передач	57
3. Цилиндрические зубчатые передачи	64
3.1. Общие сведения	64
3.2. Основные геометрические параметры эвольвентного зацепления	66
3.3. Кинематика зубчатых передач	71
3.4. Расчет цилиндрических зубчатых передач	72
3.4.1. Выбор материала и способа упрочнения колес.....	72
3.4.2. Определение допускаемых напряжений для расчета зубчатых колес	73
3.4.3. Проектировочный расчет.....	76
3.4.4. Усилия в зацеплении цилиндрических прямозубых и косозубых колес.....	78
3.4.5. Расчет по напряжениям изгиба	79
3.4.6. Расчет на выносливость по контактным напряжениям	81
3.4.7. Проверка прочности зубьев при перегрузках.....	84
3.5. Примеры расчета цилиндрических передач	85
3.5.1. Расчет цилиндрической косозубой передачи внешнего зацепления.....	85
3.5.2. Расчет цилиндрической прямозубой передачи внутреннего зацепления	94
4. Конические зубчатые передачи	108
4.1. Общие сведения	108

4.2. Геометрические и кинематические параметры	108
4.3. Проектировочный расчет.....	113
4.3.1. Расчетный внешний диаметр шестерни.....	114
4.3.2. Определение модуля конических передач, работающих без корпуса (открытых).....	115
4.4. Силы в зацеплении колес	117
4.5. Проверочный расчет конических передач.....	119
4.5.1. Расчет зубьев на контактную прочность	119
4.5.2. Расчет зубьев на прочность при изгибе.....	120
4.6. Примеры расчета конической зубчатой передачи	121
5. Планетарные зубчатые механизмы.....	136
5.1. Общие сведения.....	136
5.2. Кинематика планетарных механизмов.....	137
5.3. Особенности прочностного расчета планетарных механизмов.....	142
5.4. Геометрия планетарных механизмов	144
5.5. Примеры расчета трехзвенных планетарных и дифференциальных механизмов с одновенцовыми сателлитами.....	146
5.6. Примеры расчета трехзвенных планетарных механизмов с двухвенцовыми сателлитами	152
5.7. Примеры расчета четырехзвенных планетарных механизмов	156
5.8. Примеры расчета ступенчатых передач	161
5.9. Примеры расчета двухпоточной передачи с дифференциальным механизмом на входе	165
5.10. Примеры расчета двухпоточной передачи с дифференциальным механизмом на выходе	174
6. Червячные передачи	180
6.1. Общие сведения.....	180
6.2. Геометрические параметры.....	181
6.3. Скольжение в зацеплении и КПД червячной передачи	186
6.4. Силы, действующие в зацеплении червячной передачи	187
6.5. Расчет на жесткость	189
6.6. Тепловой расчет.....	190
6.7. Расчет червячной передачи	191
Список рекомендуемой литературы	212

ПРЕДИСЛОВИЕ

Часть 1 учебно-методического пособия «Детали машин» – «Механические передачи» – составлена применительно к типовой учебной программе по дисциплине «Детали машин», утвержденной 21.12.2017 г. (регистрационный номер ТД-I.1469), и предназначена для обучающихся по специальностям машиностроительного профиля.

Цель пособия – закрепление теоретических знаний и получение практических навыков по расчетам деталей машин.

Пособие включает в себя расчеты наиболее распространенных механических передач и деталей машин общего назначения.

По каждой теме приведены основные теоретические сведения и справочные материалы, необходимые для самостоятельного решения приведенных примеров и задач.

Использование пособия в самостоятельной работе позволит обучающимся приобрести практические навыки расчетов деталей машин и повысить уровень профессиональной подготовки.

1. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Ременная передача – это механизм, предназначенный для передачи вращательного движения посредством фрикционного взаимодействия замкнутой гибкой связи-ремня с жесткими звеньями-шкивами, закрепленными на входном и выходном валах механизма (рис. 1.1, а). Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего. В зависимости от профиля сечения ремня различают плоскоременную (рис. 1.1, б), клиноременную (рис. 1.1, в) передачи.

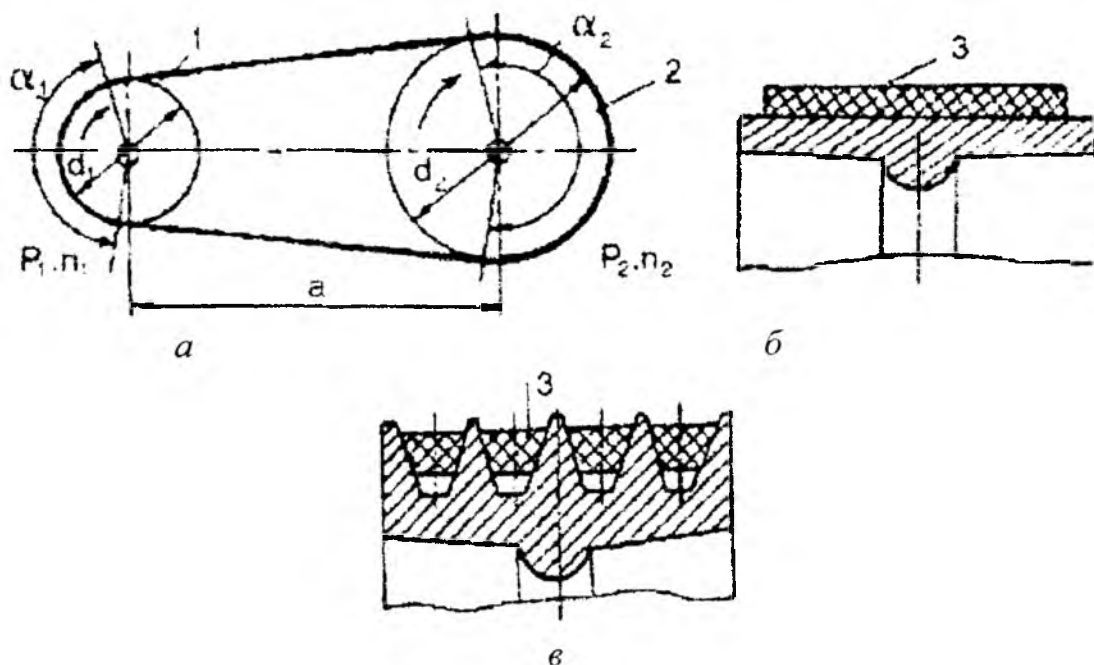


Рис. 1.1. Схема ременной передачи:
1, 2 – шкивы; 3 – ремень

1.1. Основные расчетные формулы

Кинематика передачи

Крутящий момент на ведущем шкиве, Нм:

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot P_1/n_1,$$

где P_1 – мощность на ведущем шкиве, кВт;

n_1 – частота вращения ведущего шкива, мин⁻¹.

Окружные скорости на шкивах, м/с:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (1.1)$$

где d_1 и d_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов, мм;
 n_2 – частота вращения ведомого шкива, мин^{-1} .
 Учитываем неизбежное упругое скольжение ремня

$$v_2 = v_1(1 - \varepsilon),$$

где $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ – коэффициент упругого скольжения.
 При этом передаточное число:

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

Геометрия передачи

Для геометрических параметров передачи приняты следующие обозначения:

a – межосевое расстояние;
 d_1 и d_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов;
 L_p – геометрическая длина ремня;
 γ – угол наклона ветвей ремня к линии центров;
 α_1 – угол обхвата ремнем ведущего шкива;
 b – ширина ремня;
 δ – толщина ремня.

Диаметр ведущего шкива передачи, мм:

а) для резинотканевых и капроновых с полиамидным покрытием ремней

$$d_1 = (1100 \dots 1300) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = (52 \dots 64) \sqrt[3]{T_1}; \quad (1.3)$$

б) для полиамидных кордленточных ремней

$$d_1 = K_d \cdot \sqrt[3]{T_1}, \quad (1.4)$$

где P_1 – мощность на ведущем шкиве, кВт;

K_d – диаметральный коэффициент: $K_d = 28,8$ при $n_1 \leq 2000 \text{ мин}^{-1}$; $K_d = 31,0$ при $n_1 \geq 2000 \text{ мин}^{-1}$.

Диаметр ведомого шкива, мм:

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon).$$

Межосевое расстояние a соответственно для передачи плоским и клиновым ремнем

$$(d_2 + d_1) \leq a \leq 2,5(d_2 + d_1);$$

$$0,7(d_2 + d_1) \leq a_1 \leq 2(d_2 + d_1). \quad (1.5)$$

Расчетная длина ремня

$$L'_p = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (1.6)$$

Угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} > [\alpha_1]. \quad (1.7)$$

Для плоскоременной передачи $[\alpha_1] \geq 150^\circ$; для клиноременной передачи $[\alpha_1] \geq 120^\circ$.

1.2. Силовые зависимости в ременных передачах

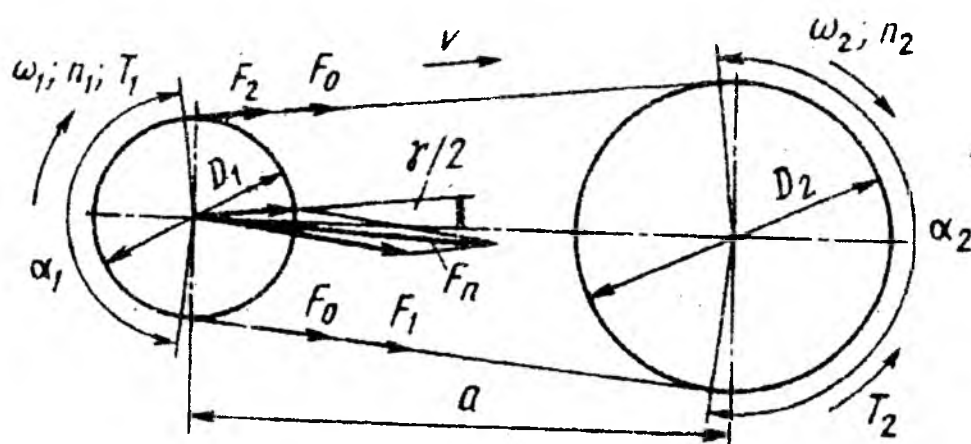


Рис. 1.2. Схема сил, действующих в ременной передаче

Предварительное натяжение ремня:

$$F_0 = \frac{0,5F_t}{\varphi},$$

где φ — коэффициент тяги:

а) для ремней прорезиненных $\varphi = 0,5-0,6$;

б) для ремней с полиамидным покрытием $\varphi = 0,55-0,65$.

Окружная сила передачи

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}, \quad (1.8)$$

где T_2 – крутящий момент на ведомом шкиве, Н·м;
Натяжение ведущей ветви

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t.$$

Натяжение ведомой ветви

$$F_2 = F_0 - 0,5F_t.$$

Сила, действующая на валы,

$$F_n = 2F_0 \sin \alpha_1 / 2. \quad (1.9)$$

Максимальное напряжение в ремне:

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \sigma_t / 2 + \sigma_{н1} + \sigma_{ц},$$

где σ_0 – напряжение в ремне от сил предварительного натяжения;

$\sigma_t = F_t / b \cdot \delta$ – напряжение от окружного усилия;

$\sigma_{н1} = E_n \cdot \delta / d_1$ – напряжение изгиба;

E_n – модуль продольной упругости в ремне при изгибе, $E_n = 80\text{--}140$ МПа
для прорезиненных ремней;

d_1 – диаметр ведущего шкива;

$\sigma_{ц} = \rho \cdot v_1^2 \cdot 10^{-6}$ – напряжение от центробежных сил;

$\rho = 1250\text{--}1500$ кг/м³ – для прорезиненных ремней; $\rho = 600\text{--}1200$ кг/м³ –
для синтетических ремней;

v_1 – окружная скорость ведущего шкива, м/с.

Частота пробега ремня:

$$v = \frac{v_1}{L_p} \leq [v], \quad (1.10)$$

где $[v]$ – допускаемая частота пробега, $[v] = 5\text{ с}^{-1}$ – для плоских ремней,
 $[v] = 10\text{ с}^{-1}$ – для клиновых ремней.

Допускаемое удельное окружное усилие

$$[q] = \frac{q_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_\theta}{C_p}, \quad (1.11)$$

где q_0 – удельное окружное усилие (табл. 1.1, табл. 1.2).

Таблица 1.1

Удельное окружное усилие q_0 , передаваемое плоским ремнем

Ремни прорезиненные из ткани БКНЛ-65 и бельтинга Б-820		
Число несущих слоев i , шт.	d_1 , мм	q_0 , Н/мм
2	80	5,0–6,6
	100	5,2–6,8
	≥ 125	5,3–6,9
3	125	7,1–10,0
	160	7,3–10,3
	≥ 200	7,5–10,5
4	180	10,2–13,4
	224	10,5–13,8
	≥ 280	10,7–14,1
5	250	12,7–17,0
	315	13,0–17,4
	≥ 400	13,2–17,7
Ремни кордшнуровые прорезиненные		
	100	2,5
	180	4,5
	220	6,5
Ремни капроновые с полиамидным покрытием		
	100–200	1,0
Ремни кордленточные полиамидные		
	100	2,0–6,5
	180	2,5–7,0
	220	3,0–9,0

Таблица 1.2

Удельное окружное усилие q_0 , передаваемое клиновым ремнем

Диаметр малого шкива	Сечение ремня	q_0 , МПа		
		$\sigma_0 = 0,9$ МПа	$\sigma_0 = 1,2$ МПа	$\sigma_0 = 1,5$ МПа
1	2	3	4	5
71	Z (0)	1,18	1,45	1,62
80		1,28	1,57	1,74
90 и более		–	1,65	1,86
100	A (A)	1,23	1,51	1,67
112		1,31	1,61	1,80
125 и более		–	1,70	1,91
140	B (B)	1,23	1,51	1,67
160		1,36	1,67	1,88
180 и более		–	1,74	2,05

1	2	3	4	5
200	С (В)	1,23	1,51	1,67
224		1,38	1,69	1,89
250		—	1,84	2,07
280 и более		—	1,91	2,24
315	Д (Г)	1,23	1,51	1,67
355		1,40	1,72	1,93
400		—	1,91	2,16
450 и более		—	1,92	2,24
500	Е (Д)	1,23	1,51	1,67
560		1,40	1,72	1,93
630 и более		—	1,92	2,24
800	Е0 (Е)	1,23	1,51	1,67
900		—	1,73	1,95
1000 и более		—	1,92	2,24

Примечание. При $v = 5 \text{ с}^{-1}$ $\sigma_0 = 1,5 \text{ МПа}$; при $v = 5\text{--}10 \text{ м/с}$ $\sigma_0 = 1,2 \text{ МПа}$; при $v > 10 \text{ с}^{-1}$ $\sigma_0 = 0,9 \text{ МПа}$.

C_a – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на ведущем шкиве (табл. 1.3); C_v – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил (табл. 1.4); C_θ – коэффициент, учитывающий вид передачи и угол наклона межосевой линии к горизонту (табл. 1.5); C_p – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения передачи и режим ее работы (табл. 1.6).

Таблица 1.3

Значения коэффициента C_a

Угол обхвата α , град	Коэффициент C_a		Угол обхвата α , град	Коэффициент C_a	
	плоские ремни	клиновые ремни		плоские ремни	клиновые ремни
70	—	0,52	130	0,85	0,87
80	—	0,62	140	0,88	0,90
90	—	0,68	150	0,91	0,93
100	—	0,74	160	0,94	0,96
110	0,79	0,79	170	0,97	0,98
120	0,82	0,83	180	1,0	1,0

Таблица 1.4

Значения коэффициента C_v

Коэффициент C_v	Скорости ремня v , м/с										
	1	5	10	15	20	25	30	35	40	50	70
Для ремней плоских	1,04	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68	—	—	—	—
клиновых	1,05	1,04	1,00	0,94	0,85	0,74	0,60	—	—	—	—

Таблица 1.5

Значения коэффициента C_θ

C_θ			
Открытая передача с натяжением ремня за счет его упругости при угле наклона межосевой линии к горизонту			Передача с автоматическим натяжением ремня
0°–60°	60°–80°	80°–90°	
1,0	0,9	0,8	1,0

Таблица 1.6

Значения коэффициента C_p

Характер нагрузки	Тип машины	Коэффициент C_p
Спокойная нагрузка. Пусковая нагрузка до 120 % номинальной	Электрические генераторы, вентиляторы, компрессоры, ленточные конвейеры, токарные, сверлильные, шлифовальные станки	1,0
Умеренные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 150 % номинальной	Поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами. Пластинчатые конвейеры. Станки-автоматы. Фрезерные станки	0,9
Значительные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 200 % номинальной	Реверсивные приводы. Элеваторы, винтовые прессы. Строгальные и долбежные станки	0,8

Необходимое число ремней

$$z = \frac{F_t}{[q] \cdot A}. \quad (1.12)$$

Расчетная долговечность ремня

$$L_h = \frac{10^7}{7200v} \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{\max}} \right)^m \cdot k_1 \cdot k_2, \quad (1.13)$$

где σ_N – временный предел выносливости (для клиновых ремней $\sigma_N = 9$ МПа; для плоских ремней $\sigma_N = 4-7$ МПа);

k_1 – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа u на долговечность ремня в зависимости от напряжения изгиба (при $u = 1; 1,26; 1,41; 2; 4$; $k_1 = 1; 1,3; 1,4; 1,7; 1,9$ соответственно);

k_2 – коэффициент, учитывающий режим работы передачи (при постоянной нагрузке $k_2 = 1$; при переменной нагрузке $k_2 = 1,8$);

m – показатель степени, для плоских приводных ремней $m = 6$, для клиновых $m = 8$.

1.3. Последовательность расчета плоскоременной передачи

Геометрический расчет плоскоременной передачи отражает взаимосвязь основных геометрических параметров ведущего и ведомого шкивов d_1 и d_2 , межосевого расстояния a и длины ремня L_p . Чаще при заданных d_1 , d_2 и a необходимо найти требуемую длину ремня L_p , откорректировать полученное значение до ближайшей стандартной величины и установить окончательное значение межосевого расстояния a . Возможна и обратная задача: при заданных d_1 и d_2 и L_p найти значение a стандартного ряда (ГОСТ 17383-77) исходя из условия $d_1 \geq d_{1\min}$: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000.

2. Диаметр ведомого шкива, мм:

$$d'_2 = d_1 \cdot u.$$

Действительный диаметр ведомого шкива, мм, выбирается из стандартного ряда, приведенного выше, исходя из условия $d_2 \leq d'_2$.

3. Действительное передаточное отношение передачи

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}.$$

4. Рекомендуемое межосевое расстояние, мм (табл. 1.7) $a \geq a'$.

Таблица 1.7

**Рекомендуемые межосевые расстояния a
для плоскоременных передач**

u	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
a' , мм	$(1,5-2,0)d_1$	$2,4 d_1$	$3,0 d_1$	$3,8 d_1$	$4,5 d_1$	$5,0 d_1$

5. Расчетная длина ремня, мм (1.6).

Действительная длина ремня, мм:

а) для ремней, поставляемых в рулонах, должна учитываться величина ΔL_p , необходимая для соединения ремня:

$$L_p = L' + \Delta L_p (\Delta L_p \cong B_p),$$

где B_p – ширина ремня, мм;

б) для ремней, поставляемых мерной длиной ($L_p \geq L'$) (см. табл. 1.8, 1.9).

Таблица 1.8

Основные параметры кордшнуровых ремней

Ширина ремня B_p , мм	Предельное отклонение ширины		Толщина ремня, H_p , мм	Предельное отклонение ширины, мм	Внутренняя длина ремня, L_p , мм
	%	мм			
30	± 1	$\pm 0,3$	2,2	$\pm 0,5$	500, 550, 600, 650, 700, 750, 800, 850, 900, 1000, 1050, 1100, 1150, 1200, 1250, 1700, 1800, 2000, 2500, 3000
40	± 1	$\pm 0,4$	2,2	$\pm 0,5$	
50	± 1	$\pm 0,5$	2,2	$\pm 0,5$	
60	± 1	$\pm 0,6$	2,8	$\pm 0,5$	

Таблица 1.9

Основные параметры капроновых ремней

Ширина ремня, B_p , мм	Предельное отклонение ширины, мм	Толщина ремня H_p , мм	Внутренняя длина ремня L_p , мм
10	$\pm 0,25$	0,5	250, 260, 280, 300, 320, 340, 350, 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, 2360, 500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350
15	$\pm 0,25$	0,5	
20	$\pm 0,25$	0,5	
25	$\pm 0,5$	0,5	
30	$\pm 0,5$	0,7	
40	$\pm 0,5$	0,7	
50	$\pm 0,5$	0,7	
60	$\pm 0,5$	0,7	
80	$\pm 0,5$	0,7	
100	$\pm 0,5$	0,7	

6. Действительное межосевое расстояние передачи, мм:

$$a_d = a + 0,5(L_p - L'_p).$$

7. Скорость ремня, м/с (1.1).

8. Угол обхвата ремнем ведущего шкива, градус (1.7).

9. Частота пробега ремня, с^{-1} (1.10).

где $[v]$ – допускаемое число пробегов ремня: а) для соединяемых ремней $[v] = 5,0 \text{ с}^{-1}$; для ремней мерной длины $[v] = 40,0 \text{ с}^{-1}$.

10. Удельное окружное усилие q_0 , Н/мм (табл. 1.1).

11. Допускаемое удельное окружное усилие $[q]$ в реальных условиях эксплуатации, Н/мм (1.11).

12. Ширина ремня, мм:

$$B'_p = \frac{F_t}{[q]},$$

где F_t – окружное усилие, Н (1.8).

Полученную величину B'_p округляют до ближайшего большего стандартного значения B_p (табл. 1.8–1.9) с проверкой для резинотканевых ремней соответствия ширины и числа несущих слоев ремня.

13. Толщина ремня, мм (табл. 1.8–1.9).

14. Сила, нагружающая валы передачи, Н (1.9).

Для передач с периодическим контролем натяжения ремня

$$F_{\max} \cong 1,3F_t.$$

1.4. Последовательность расчета клиноременной передачи

Расчет клиноременной передачи заключается в определении требуемого количества ремней, необходимых для передачи заданной нагрузки.

1. Выбираем *тип и профиль ремня*. Выбор сечения ремня осуществляется либо по расчетной передаваемой мощности P_{1p} и частоте вращения ведущего шкива n_1 на основании диаграммы (рис. 1.3), либо по величине расчетного крутящего момента на ведущем шкиве T_{1p} (табл. 1.10).

2. Минимальный расчетный диаметр ведущего шкива $d_{1\min}$, мм определяем по табл. 1.10.

3. Действительный диаметр ведущего шкива d_1 , мм, выбирается из следующего ряда: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1120, 1250, ... на один размер больше, чем $d_{1\min}$.

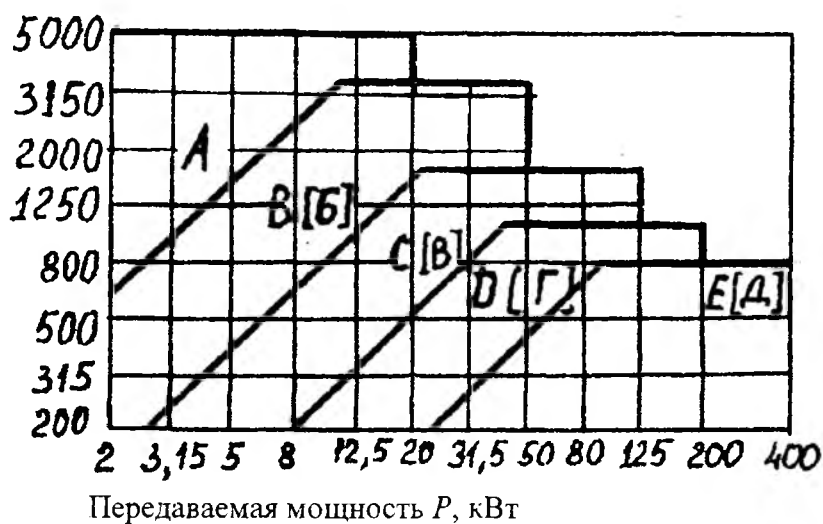


Рис. 1.3. Рекомендуемые сечения ремней

Таблица 1.10

**Размеры и параметры поперечных клиновых ремней
по ГОСТ 1284.1-89, ГОСТ 20889-88, ТУ 380534-75**

Сече- ние ремня	B_p , мм	T_{1p} , Нм	B_o , мм	H_p , мм	Площадь сечения A , мм ²	Мини- мальный расчетный диаметр шкива $d_{\min}$, мм	Длина ремня L_p , мм
O(Z)	8,5	<30	10,0	6,0	47,0	63	400–2500
A(A)	11,0	15–60	13,0	8,0	81,0	90	560–4000
B(B)	14,0	50–150	17,0	11,0	138,0	125	800–6300
B(C)	19,0	120–600	22,0	14,0	230,0	200	1800–10600
Г(D)	27,0	450–2400	32,0	19(20)	476,0	315	2800–15000
Д(E)	32,0	1000–5000	38(40)	24(25)	692,0	500	4000–18000
E	42,0	> 1500	50,0	30,0	1170,0	800	2800–8000

4. Расчетный диаметр ведомого шкива, мм, $d'_2 = d_1$. и

5. Действительный диаметр ведомого шкива, мм, $d_2 \leq d'_2$ выбирается из ряда, приведенного выше для ведущего шкива.

6. Действительное передаточное отношение передачи (1.2).

Таблица 1.11

Размеры профиля канавок шкивов, мм, по ГОСТ 20889-88

Сечение ремня	l_p	b	h не менее	e	f	r	$\varphi = 34^\circ$		$\varphi = 36^\circ$		$\varphi = 38^\circ$		$\varphi = 40^\circ$		d	X
							d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1	d_p	b_1		
Z (0)	8,5	2,5	7,0	12,0	8,0	0,5	63-71	10	80-100	10,1	112-160	10,2	180	10,3	$9_{-0,03}^{+0,03}$	6,0
A (0)	11,0	3,3	8,7	15,0	10,0	1,0	90-112	13,1	125-160	13,3	180-400	13,4	450	13,5	$11,6_{-0,035}^{+0,035}$	7,6
B (Б)	14,0	4,2	10,8	19,0	12,5	1,0	125-160	17,0	160-224	17,2	250-500	17,4	560	17,6	$14,7_{-0,035}^{+0,035}$	9,6
C (В)	19,0	5,7	14,3	25,5	17,0	1,5	—	—	200-315	22,9	355-630	23,1	710	23,3	$20_{-0,045}^{+0,045}$	13,1
D (Г)	27,0	8,1	19,9	37,0	24,0	2,0	—	—	315-450	32,5	500-900	32,8	1000	33,2	$28,5_{-0,045}^{+0,045}$	18,8
E (Д)	32,0	9,6	23,4	44,5	29,0	2,0	—	—	500-560	38,5	650-1120	38,9	1250	39,3	$33,8_{-0,035}^{+0,035}$	22,3
EO (Е)	42,0	12,5	30,5	58,0	38,0	2,5	—	—	—	—	800-1400	50,6	1600	51,1	$44,5_{-0,05}^{+0,05}$	29,6

Примечание.

Размеры b , b_1 и l_p не распространяются на шкивы сварные из листового материала и шкивы для полуперекрестных передач.

Шероховатость рабочих поверхностей канавок не должна быть более $R_a = 2,5$ мкм.

Предельные отклонения угла φ : 1° — для ремней сечений Z, A, B; $30'$ — для ремней сечений C, D, E, EO.

Отклонение от заданного значения

$$\Delta u = \frac{|u_{\text{ф}} - u|}{u} \cdot 100 \%;$$

рекомендуют $\Delta u \leq 4 \%$

7. Скорость ремня (1.1).

8. Выбираем межосевое расстояние из рекомендуемого промежутка (1.5).

9. Расчетная длина ремня (1.6).

10. Действительная длина ремня, мм, согласуется со стандартным рядом: 400, 425, 475, 500, 530, 560, 600, 630, 710, 750, 800, 850, 900, 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, 8400, 9000, 9500, 10000, 10600, 11200, 11800, 12500, 13200, 14000, 15000, 16000, 17000, 18000.

11. Уточняем межосевое расстояние для выбранной длины ремня:

$$a = 0,25 \left[(L_p - \omega) + \sqrt{(L_p - \omega)^2 - 8q} \right],$$

где

$$q = \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2.$$

Минимальное межосевое расстояние при надевании ремня

$$a_{\min} = a - 0,015L_p.$$

Максимальное межосевое расстояние для компенсации вытяжки ремня в процессе работы

$$a_{\max} = a + 0,03L_p.$$

12. Угол обхвата на малом шкиве (1.7).

13. Окружное усилие (1.8).

14. Частота пробега ремня (1.10).

15. Допускаемое удельное окружное усилие (1.11).

16. Необходимое число ремней (1.12).

17. Сила, действующая на валы (1.9).

18. Расчетная долговечность ремня (1.13).

Рекомендуемая средняя долговечность ремней:

$$L_h = 1000 - 5000 \text{ ч.}$$

1.5. Примеры расчета ременных передач

Пример 1.

Определить межосевое расстояние плоскоременной передачи привода конвейера с резиноканевым ремнем. Передаваемая мощность 30 кВт, частота вращения ведущего шкива $n_1 = 980 \text{ об/мин}^{-1}$. Передаточное число ременной передачи $u = 2,5$.

Решение.

Диаметр ведущего шкива:

$$d_1 = (1100-1300) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = (1100-1300) \cdot \sqrt[3]{\frac{30}{980}} \approx 380 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_1 = 400 \text{ мм.}$

Диаметр ведомого шкива при коэффициенте упругого скольжения $\varepsilon = 0,01$

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon) = 400 \cdot 2,5 \cdot (1 - 0,01) = 990 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_2 = 1000 \text{ мм.}$

Межосевое расстояние:

$$(d_2 + d_1) \leq a \leq 2,5(d_2 + d_1);$$

$$(1000 + 400) \leq a \leq 2,5(1000 + 400);$$

$$1400 \leq a \leq 3500.$$

Принимаем $a = 2000 \text{ мм.}$

Пример 2.

Определить угол обхвата ремнем ведущего шкива клиноременной передачи диаметром $d_1 = 200 \text{ мм.}$ Передаточное число $u = 2,5$. Межосевое расстояние $a = 500 \text{ мм.}$

Решение.

Угол обхвата ремнем ведущего шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

Диаметр ведомого шкива d_2 с учетом коэффициента упругого скольжения $\varepsilon = 0,01$

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon) = 200 \cdot 2,5(1 - 0,01) = 495 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_2 = 500$ мм

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{500 - 200}{500} = 145^\circ 48'.$$

Условие $\alpha_1 \geq 120^\circ$ выполняется.

Пример 3.

Рассчитать плоскоремennую передачу, установленную в системе привода от асинхронного электродвигателя к ленточному транспортеру по следующим данным: $P_1 = 2,2$ кВт, $n_1 = 2850$ об/мин⁻¹, $u = 3$. Передача горизонтальная, работает в сухом помещении. Режим работы – двухсменный, тип нагрузки – постоянный, натяжной ролик отсутствует.

Для дальнейших расчетов принимаем кордшнуровый прорезиненный ремень по ТУ 38105514-77 (см. табл. 1.8).

1. Минимальный расчетный диаметр ведущего шкива

$$d_{1\min} = (1100-1300) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 1200 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,2}{2850}} = 101-119 \text{ мм.}$$

2. Расчетный диаметр ведущего шкива принимаем из стандартного ряда ГОСТ 17383-73:

$$d_1 = 112 \text{ мм.}$$

3. Расчетный диаметр ведомого шкива

$$d'_2 = d_1 \cdot u = 112 \cdot 3 = 336 \text{ мм.}$$

4. Действительный диаметр ведомого шкива принимаем по ГОСТ 17383-77:

$$d_2 = 315 \text{ мм.}$$

5. Действительное передаточное отношение передачи

$$u_\Phi = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{315}{112(1-0,02)} = 2,9$$

$$\varepsilon = 0,02.$$

6. Рекомендуемое межосевое расстояние (табл. 1.7): $a' = 3 \cdot 112 = 336$ мм. Окончательно принимаем $a = 400$ мм.

7. Расчетная длина ремня

$$L'_p = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 400 + \frac{3,14}{2}(112 + 315) + \frac{(315 - 112)^2}{4 \cdot 400} = 1496,2 \text{ мм.}$$

Действительная длина ремня (табл. 1.8): $L_p = 1700 \text{ мм.}$

1. Действительное межосевое расстояние передачи

$$a_d = a + 0,5(L_p - L'_p) = 400 + 0,5(1700 - 1496,2) = 501,9 \text{ мм.}$$

2. Скорость ремня

$$v_p = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 112 \cdot 2850}{60 \cdot 1000} = 16,7 \text{ м/с.}$$

3. Угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right) = 180^\circ - 57^\circ \left(\frac{315 - 112}{501,9} \right) = 156,9^\circ > [\alpha_1] = 150^\circ.$$

4. Частота пробегов ремня

$$v_t = \frac{16,7}{1,7} = 9,8 \text{ с}^{-1} \leq [v_n] = 40 \text{ с}^{-1}.$$

5. Удельное окружное усилие принимаем по табл. 1.1: $q_0 = 2,8 \text{ Н/мм.}$

6. Допускаемое удельное окружное усилие в реальных условиях эксплуатации, Н/мм

$$[q] = \frac{q_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_\theta}{C_p},$$

$C_\alpha = 0,94$ (табл. 1.3);

$C_v = 0,93$ (табл. 1.4)

$C_\theta = 1,0$ (табл. 1.5);

$C_p = 1,0$ (табл. 1.6).

$$[q] = \frac{2,8 \cdot 1,0 \cdot 0,93 \cdot 0,94}{1,0} = 2,45 \text{ Н/мм.}$$

7. Ширина ремня

$$B'_p = \frac{F_t}{[q]};$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 9,55 \cdot 2,2 \cdot 10^3}{112 \cdot 2850} = 131,6 \text{ Н};$$

$$B'_p = \frac{131,6}{2,45} = 53,7 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем по табл. 1.8: $B_p = 60 \text{ мм.}$

8. Толщина ремня по табл. 1.8: $H_p = 2,8 \text{ мм.}$

9. Сила, нагружающая валы передачи,

$$F_n = 2F_0 \sin \alpha_1 / 2;$$

$$F_0 = \frac{0,5F_t}{\varphi} = \frac{0,5 \cdot 131,6}{0,55} = 119,6 \text{ Н};$$

$$F_n = 2 \cdot 119,6 \sin 156,9 / 2 = 225,7 \text{ Н};$$

$$F_{\max} \cong 1,3 \cdot 225,7 = 293,4 \text{ Н.}$$

Пример 4.

Рассчитать клиновую передачу.

Исходные данные:

1. Передаваемая мощность $P_1 = 2,74 \text{ кВт.}$
2. Частота вращения ведущего шкива $n_1 = 955 \text{ мин}^{-1}.$
3. Передаточное число передачи $u = 2,67.$
4. Скольжение ремня $\varepsilon = 0,01.$

По номограмме на рис. 1.3, в зависимости от частоты вращения ведущего шкива $n_1 = 955 \text{ мин}^{-1}$ и передаваемой мощности $P_1 = 2,74 \text{ кВт}$, выбираем ремень сечения А, для которого площадь сечения $\dot{A} = 81 \text{ мм}^2$, $b = 11 \text{ мм}$; $h = 8 \text{ мм}$ (табл. 1.10).

По табл. 1.11 при угле профиля канавок $\varphi = 36^\circ$ определяем диаметр ведущего шкива.

Принимаем $d_1 = 140 \text{ мм.}$

Диаметр ведомого шкива

$$d_2 = d_1 \cdot u = 140 \cdot 2,67 = 378,8 \text{ мм.}$$

Стандартное значение $d_2 = 355 \text{ мм.}$

Фактическое передаточное число с учетом коэффициента упругого скольжения $\varepsilon = 0,01$

$$u_{\Phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{355}{140(1-0,01)} = 2,56.$$

Отклонение от заданного значения

$$\Delta u = \frac{|u_{\Phi} - u|}{u} \cdot 100\% = \frac{|2,56 - 2,67|}{2,67} = 4\%,$$

что допустимо.

Скорость ремня:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 955}{60 \cdot 1000} = 7,0 \text{ м/с.}$$

Выбираем межосевое расстояние из рекомендуемого промежутка:

$$0,7(d_2 + d_1) \leq a \leq 2(d_2 + d_1);$$

$$0,7(140 + 355) \leq a \leq 2(140 + 355);$$

$$346,5 \text{ мм} \leq a \leq 990 \text{ мм.}$$

Принимаем $a = 600$ мм.

Расчетная длина ремня:

$$\begin{aligned} L_p &= 2a + 0,5\pi(d_2 - d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 600 + \frac{3,14}{2}(140 + 355) + \frac{(355 - 140)^2}{4 \cdot 600} = 1996,4 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Стандартная ближайшая длина ремня по $L_p = 2000$ мм.

Уточняем межосевое расстояние для выбранной длины ремня:

$$a = 0,25 \left[(L_p - \omega) + \sqrt{(L_p - \omega)^2 - 8q} \right],$$

где

$$\omega = \pi \frac{d_2 + d_1}{2} = 3,14 \frac{140 + 355}{2} = 777,15 \text{ мм;}$$

$$q = \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2 = \left(\frac{355 - 140}{2} \right)^2 = 11556,25 \text{ мм};$$

$$a = 0,25[(2000 - 777,15) + (2000 - 777,15)^2 - 8 \cdot 11556,25] = 601,824 \text{ мм.}$$

Минимальное межосевое расстояние при надевании ремня:

$$a_{\min} = a - 0,015L_p = 601,824 - 0,015 \cdot 2000 = 571,824 \text{ мм.}$$

Максимальное межосевое расстояние для компенсации вытяжки ремня в процессе работы:

$$a_{\max} = a + 0,03L_p = 601,824 + 0,03 \cdot 2000 = 661,824 \text{ мм.}$$

Угол обхвата на малом шкиве:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right) = 180^\circ - 57^\circ \left(\frac{355 - 140}{601,824} \right) = 159,64^\circ.$$

Условие $\alpha_1 \geq [\alpha_1] = 120^\circ$ выполняется.

Окружное усилие

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{1000P_1}{v_1} = \frac{1000 \cdot 2,74}{7,0} = 391,429 \text{ Н.}$$

Частота пробега ремня

$$v = \frac{v_1}{L_p} = \frac{7,0}{2,0} = 3,5 \text{ с}^{-1}.$$

Условие $v \leq 10 \text{ с}^{-1}$ выполняется.

Допускаемое удельное окружное усилие:

$$[q] = \frac{q_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_\theta}{C_p},$$

где q_0 – номинальное удельное окружное усилие (табл. 1.2); $q_0 = 1,91$.

Поправочные коэффициенты:

$C_\alpha = 0,96$ – коэффициент угла обхвата (табл. 1.3);

$C_v = 1,02$ – коэффициент скорости (табл. 1.4);

$C_\Theta = 1,0$ – коэффициент, учитывающий вид передачи и угол наклона межосевой линии к горизонту (табл. 1.5);

$C_p = 1,0$ – коэффициент режима работы (табл. 1.6).

$$[q] = \frac{1,91 \cdot 0,96 \cdot 1,02 \cdot 1,0}{1,0} = 1,87 \text{ МПа.}$$

Необходимое число ремней – 23.

$$Z = \frac{F_t}{[q]A} = \frac{391,429}{1,87 \cdot 81} = 2,58.$$

Принимаем $Z = 3$.

Сила, действующая на валы:

$$F_n = 2\sigma_0 \cdot z \cdot \dot{A} \cdot \sin \alpha / 2 = 2 \cdot 1,5 \cdot 81 \cdot 3 \cdot \sin \frac{159,64}{2} = 692,680 \text{ Н.}$$

Напряжение в ремне от сил предварительного натяжения $\sigma_0 = 1,5$ МПа (примеч. к табл. 1.2).

Расчетная долговечность ремня:

$$L_h = \frac{10^7}{7200v} \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{\max}} \right)^m \cdot k_1 \cdot k_2,$$

где σ_N – временный предел выносливости (для клиновых ремней принимаем $\sigma_N = 9$ МПа);

k_1 – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа u на долговечность ремня в зависимости от напряжения изгиба (при $u = 2,67$ $k_1 = 1,77$);

k_2 – коэффициент, учитывающий режим работы передачи ($k_2 = 1$ при постоянной нагрузке);

максимальное напряжение в цикле для ремней:

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \sigma_t / 2 + \sigma_{u_1} + \sigma_{\text{ц}};$$

где $\sigma_0 = 1,5$ МПа – напряжение в ремне от сил предварительного натяжения;

$\sigma_t / 2 = F_t / 2AZ$ – напряжение от окружного усилия;

$\sigma_{u_1} = E_n \cdot \delta / d_1$ – напряжение изгиба;

$\sigma_{\text{ц}} = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6}$ – напряжение от центробежных сил.

$$\sigma_{\max} = 1,5 + \frac{391,429}{2 \cdot 81 \cdot 3} + \frac{80 \cdot 8}{140} + 1,3 \cdot 10^3 \cdot 7,0^2 \cdot 10^{-6} = 6,94 \text{ МПа};$$

$$L_h = \frac{10^7}{7200v} \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{\max}} \right)^m \cdot k_1 \cdot k_2 = \frac{10^7}{7200 \cdot 3,5} \left(\frac{9}{6,94} \right)^8 \cdot 1,7 \cdot 1 = 5396 \text{ ч.}$$

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить диаметр большого шкива клиноременной передачи. Передаваемая мощность $P = 3,7$ кВт. Частота вращения ведущего шкива $n_1 = 1440 \text{ мин}^{-1}$, частота вращения ведомого шкива $n_2 = 480 \text{ мин}^{-1}$.

Задача 2. Диаметр малого шкива ременной передачи $d_1 = 250$ мм, угловая скорость $\omega_1 = 76,5$ рад/с. Ремень резинотканевый, площадь сечения $S = 450 \text{ мм}^2$, плотность $\rho = 1400 \text{ Н/м}^3$. Определить силы, действующие в ветвях ремня при передаче мощности.

Задача 3. Рассчитать передачу клиновым ремнем привода конвейера: мощность 17 кВт, угловая скорость $\omega_1 = 152$ рад/с; передаточное число $u = 3,15$; нагрузка с умеренными колебаниями. Расчет выполнить для ремней профилей В и Г.

Задача 4. Рассчитать открытую передачу плоским ремнем. Мощность на ведущем валу $P_1 = 15$ кВт, угловая скорость $\omega_1 = 70$ рад/с; $\omega_2 = 30$ рад/с. Работа односменная, нагрузка без толчков.

2. ПЕРЕДАЧИ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ ГИБКИМИ СВЯЗЯМИ

2.1. Цепные передачи

Дополнительные обозначения

t – шаг цепи, принимается по ГОСТ13568-97, мм;

d_q – диаметр делительной окружности звездочки, мм;

D_e – диаметр вершин зубьев звездочек, мм;

D_i – диаметр впадин зубьев звездочек, мм;

z_i – число зубьев звездочки;

l – длина цепи, мм;

$z_{зв}$ – число звеньев цепи;

$\lambda = t / D_{ц}$ – геометрическая характеристика зацепления;

$D_{ц} = d_1$ – диаметр элемента зацепления цепей (ролика) по ГОСТ 13568-97, мм;

K_z – коэффициент условий эксплуатации, который учитывает влияние на износостойкость различных факторов;

$A_{ш}$ – диаметральная проекция опорной поверхности шарнира, мм²;

$[p]$ – допускаемые напряжения в шарнире цепи, МПа;

K_d – коэффициент, учитывающий динамичность передаваемой нагрузки;

K_a – коэффициент, учитывающий длину цепи;

K_p – коэффициент, учитывающий способ регулировки натяжения цепи;

K_H – коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров к горизонту;

K_c – коэффициент, учитывающий качество смазки передачи и условия ее работы;

$K_{рег}$ – коэффициент, учитывающий режим работы передачи;

t – шаг роликовой цепи, мм;

$m_{п}$ – погонная масса цепи, которая определяется в зависимости от шага цепи, кг;

a – межосевое расстояние, мм;

$F_{разр}$ – разрушающее усилие, Н;

$[p]_{10}$ – расчетная мощность, передаваемая цепью шириной 10 мм, кВт.

b – ширина цепи, мм.

2.1.1. Общие сведения. Основные характеристики цепных передач

Устройство и область применения. Цепной привод широко используется в современном машиностроении. Цепные передачи состоят из ведомой 1 и ведущей 2 звездочек (рис. 2.1), огибаемых гибкой связью – цепью. Их используют обычно для передачи мощности до 100 кВт при скорости цепи до 15 м/с (иногда мощности до 5000 кВт при скорости до 35 м/с).

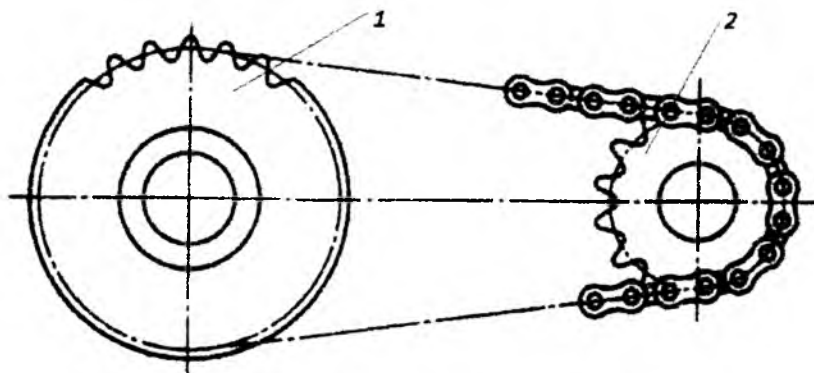


Рис. 2.1. Схема цепной передачи

Цепная передача компактнее ременной, может работать при больших нагрузках без проскальзывания. В ней меньше нагруженность валов, так как предварительное натяжение цепи незначительно. Одной цепью можно передавать движение нескольким звездочкам.

Недостатки цепных передач:

сравнительно быстрое изнашивание шарниров и, как следствие, удлинение цепи, приводящее к нарушению ее зацепления;

неравномерность движения цепи, связанная с ее геометрией, что вызывает дополнительные динамические нагрузки в передаче;

значительный шум при работе с высокими скоростями.

Приводные цепи. По назначению цепи подразделяют на приводные, используемые в приводах машин; тяговые, применяемые в качестве тягового органа в конвейерах; грузовые, используемые в грузоподъемных машинах для подъема грузов.

В качестве приводных обычно применяют роликовые, втулочные (ГОСТ 13568-97, табл. 2.1) и зубчатые (ГОСТ 13552-81, табл. 2.15) цепи.

ГОСТ 13568-97 установлены следующие типы приводных цепей:

ПРЛ – роликовые легкой серии;

ПР – роликовые нормальной серии (однорядные – ПР, двухрядные – 2ПР, трехрядные – 3ПР, четырехрядные – 4ПР);

ПРД – роликовые длиннозвенные;

ПВ – втулочные;

ПРИ – роликовые с изогнутыми пластинами.

В различной технической литературе и каталогах приводные роликовые одно-, двух-, трех- и четырехрядные цепи могут обозначаться как по

ГОСТ 13568-97 (реже по ГОСТ 13568-75), так и по DIN (ISO-606:2004). Данные, необходимые для расчетов, приведены в табл. 2.1–2.25.

Роликовая цепь (рис. 2.2) состоит из внутренних и наружных звеньев (пластин), напрессованных соответственно на втулку 2 и валик 3. Ролик 1 свободно вращается на втулке 2.

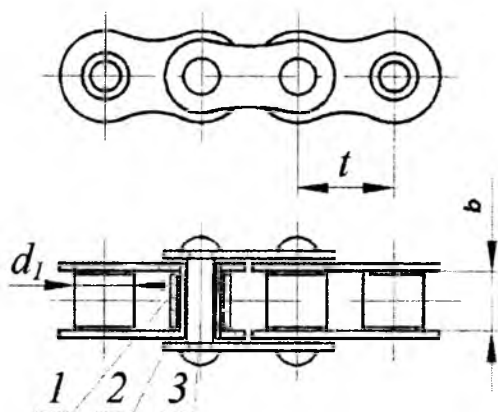


Рис. 2.2. Роликовая цепь

Втулочная цепь более проста по конструкции (нет ролика), имеет меньшую массу, но менее износостойкая. В связи с этим втулочные цепи не используют в скоростных (выше 10 м/с) передачах.

Роликовые и втулочные цепи бывают однорядные и многорядные. Наибольшее применение находят роликовые цепи с числом рядов 1–4 и втулочные одно- и двухрядные. Предпочтительны однорядные цепи. Однако увеличение рядности цепи позволяет уменьшить шаг цепи t , габариты быстроходных передач и снизить в них динамические нагрузки.

Зубчатые цепи с шарнирами качения (ГОСТ 13552-81) собирают из набора рабочих 1 и направляющих 2 пластин (рис. 2.3), шарнирно соединяемых сегментными валиками 3, которые не скользят при повороте, а перекатываются. Зубчатые цепи работают с высокими скоростями (до 35 м/с), более плавно и менее шумно, чем втулочные и роликовые. Такие цепи можно изготавливать любой ширины для передачи больших мощностей.

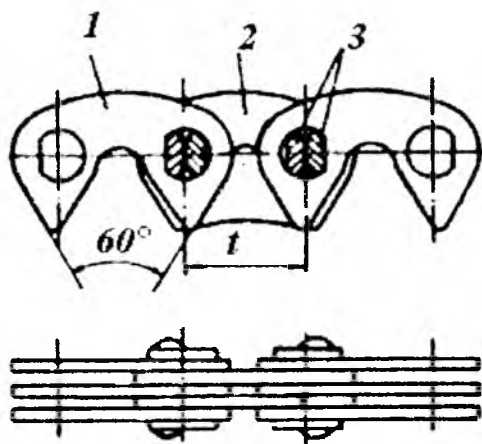


Рис. 2.3. Зубчатая цепь

Звездочки. По конструкции звездочки (рис. 2.4) похожи на зубчатые колеса. Зубья звездочек роликовых и втулочных цепей профилируют по ГОСТ 591-69, зубчатых – по ГОСТ 13776-81.

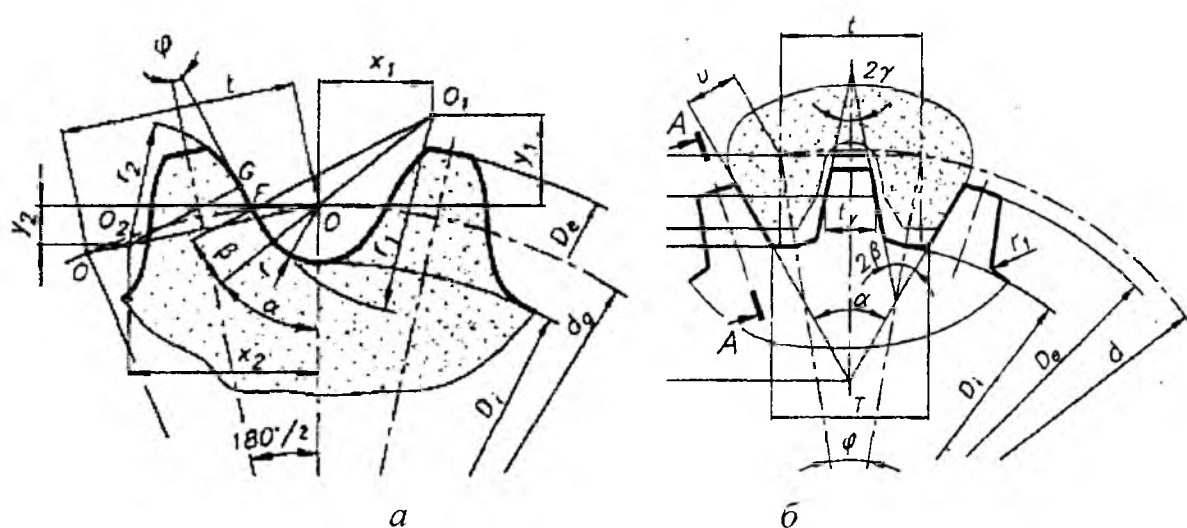


Рис. 2.4. Геометрия звездочки цепной передачи:
а – роликовой; б – зубчатой

Делительная окружность звездочки проходит через центры шарниров цепи, а ее диаметр

$$d_q = \frac{t}{\sin(\pi / z_i)}, \quad (2.1)$$

где t – шаг цепи, принимается по ГОСТ 13568-97;

z_i – число зубьев звездочки.

Для приводных цепей определяют все размеры зубьев, а также диаметр вершин D_e и впадин D_i зубьев этих звездочек

$$D_e = t[k + \operatorname{ctg}(180^\circ / z)], \quad D_i = d_q - 2r, \quad [9]$$

где k – коэффициент высоты зуба ($k = f(\lambda)$, табл. 15);

$\lambda = t / D_{\text{ц}}$ – геометрическая характеристика зацепления;

$D_{\text{ц}} = d_1$ – диаметр элемента зацепления цепей (ролика) по ГОСТ 13568-97, табл. 2.1, рис. 2.4);

$r = 0,5025 D_{\text{ц}} + 0,05$ мм – радиус впадины.

Формула (2.1) справедлива и для звездочек зубчатых цепей, хотя диаметр делительной окружности этой звездочки больше наружного диаметра.

Диаметр вершин D_e и впадин D_i зубьев звездочек зубчатых цепей определяют по формулам [9]

$$D_e = t[k + \operatorname{ctg}(180^\circ / z)], \quad D_i = d_q - 2h_2 / \cos(180^\circ / z).$$

Ширину звездочки для роликовых цепей принимают в пределах $(0,90-0,93)b_1$ (см. рис. 2.2).

Часто при проектном расчете предварительно выбирается число зубьев ведущей звездочки z_1 из условий износостойкости и плавности хода передачи по эмпирической зависимости для роликовых и втулочных цепей

$$z_{1\min} = 29 - 2 \cdot u \geq 13; \quad (2.2)$$

для зубчатых цепей

$$z_{1\min} = 38 - 3 \cdot u \geq 17. \quad (2.3)$$

Максимальное число зубьев ведомой звездочки ограничивается также допустимой величиной удлинения цепи с возможной потерей нормального зацепления. По этой причине для обеспечения износа в пределах нормы $z_{2\max} \leq 120$ для роликовых и втулочных цепей, а для зубчатых цепей $z_{2\max} \leq 140$. Преимущественно выбирают нечетное число зубьев ведущей звездочки.

Материалы для изготовления цепей и звездочек. Цепи и звездочки изготавливают из углеродистых или легированных сталей с последующей их термообработкой.

Пластины изготавливают из сталей 45, 50, 40ХН и других с последующей закалкой до твердости 40–56 HRC₃; валики, втулки, ролики и вкладыши – из сталей 15, 15Х, 12ХНЗА, 38ХМЮА и других цементацией или азотированием и термообработкой до твердости 50–65 HRC₃.

Звездочки изготавливают из сталей 45, 40Х, 15Х, 12ХНЗА и других с последующей их термообработкой до твердости HRC₃ > 45. Для звездочек тихоходных передач используют также чугуны СЧ20, СЧ18, подвергаемые закалке.

2.1.2. Расчет цепной передачи

Геометрический расчет. Центры шарниров цепи при зацеплении с зубьями звездочки располагаются на делительной окружности звездочек, диаметр которой определяется по формуле (2.1).

Минимальное межосевое расстояние $a_{\min}$ цепной передачи принимают в зависимости от передаточного числа передачи и условия, что угол обхвата цепью меньшей звездочки составляет не менее 120°, то есть при $u < 3$:

$$a_{\min} = \frac{D_{e1} + D_{e2}}{2} + 30 \dots 50; \quad (2.4)$$

при $u > 3$

$$a_{\min} = \frac{9+u}{20} \cdot (D_{e1} + D_{e2}), \quad (2.5)$$

где D_{e1} и D_{e2} – диаметр вершин соответственно ведущей и ведомой звездочки, мм.

Оптимальное межосевое расстояние цепной передачи

$$a = (30-50)t, \quad (2.6)$$

при этом числовой множитель принимают тем больше, чем больше u .

Число звеньев z_{3B} цепи вычисляют по предварительно принятому межосевому расстоянию a передачи, шагу цепи t и числам зубьев ведущей z_1 и ведомой z_2 звездочек:

$$z_{3B} = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{t}{a} \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2. \quad (2.7)$$

Вычисленное число звеньев z_{3B} цепи округляют до целого числа, желательно четного.

Уточняют межосевое расстояние передачи по формуле

$$a = \frac{t}{4} \cdot \left[z_{3B} - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_{3B} - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi} \right)^2} \right], \quad (2.8)$$

а длину цепи определяют из равенства: $l = z_{3B} \cdot t$.

Для обеспечения провисания цепи полученное значение a уменьшают на $(0,002-0,004) a$.

Кинематический расчет. Звенья цепи, находящиеся в зацеплении с зубьями звездочек, располагаются на звездочке в виде сторон многоугольника, поэтому за один оборот ведущей звездочки цепь перемещается на значение периметра многоугольника, в котором стороны равны шагу цепи t , а число сторон равно числу зубьев z_1 звездочки.

Вследствие того, что звенья цепи располагаются вокруг звездочки по сторонам многоугольника, скорость цепи переменна.

Колебания передаточного отношения передачи, а значит, скорости тем больше чем меньше число зубьев на ведущей звездочке. При выполнении рекомендаций по выбору чисел зубьев звездочек и параметров передачи колебания скорости не превышают 1–2 %, поэтому расчеты выполняют по

среднему передаточному отношению и средней скорости цепи. Средняя (за оборот) скорость цепи

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{6 \cdot 10^4} = \frac{z_2 \cdot n_2 \cdot t}{6 \cdot 10^4} = \frac{z_1 \cdot \omega_1 \cdot t}{2\pi \cdot 10^3} = \frac{z_2 \cdot \omega_2 \cdot t}{2\pi \cdot 10^3}. \quad (2.9)$$

Среднее (за оборот) передаточное отношение

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (2.10)$$

Силовой расчет.

Окружная сила, которая передается цепью на ведущей звездочке,

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{q1}}, \quad (2.11)$$

где d_{q1} – делительный диаметр ведущей звездочки.

Усилие предварительного натяжения цепи от провисания

$$F_f = m_{\text{п}} \cdot g \cdot a \cdot K_{\text{н}}, \quad (2.12)$$

где $m_{\text{п}}$ – погонная масса цепи, которая определяется в зависимости от шага цепи, кг/м (табл. 2.1);

g – ускорение свободного падения, м/с²;

a – межосевое расстояние, м;

$K_{\text{н}}$ – коэффициент, учитывающий угол наклона оси по центрам звездочек к горизонтальной плоскости (табл. 2.11).

Усилие от центробежных сил на звездочке

$$F_{\text{ц}} = m_{\text{п}} \cdot v^2, \quad (2.13)$$

где v – средняя скорость цепи, м/с.

В работающей передаче усилие в ведущей ветви

$$F_1 = K_{\text{д}} F_t + F_f + F_{\text{ц}}; \quad (2.14)$$

в ведомой ветви

$$F_2 = F_f + F_{\text{ц}}, \quad (2.15)$$

где $K_{\text{д}}$ – коэффициент динамического нагружения (табл. 2.8).

Расчет на износостойкость.

Основные причины выхода из строя цепной передачи – износ и разрушения шарниров цепи, усталостные разрушения пластин цепи и износ рабочих поверхностей зубьев звездочки. Граничное удлинение цепи по причине износа шарниров не должно превышать 3 %, так как нарушается правильность зацепления шарниров цепи и зубьев.

Основной критерий работоспособности приводных цепей – износостойкость их шарниров. По этому критерию выполняется проектировочный расчет цепной передачи при использовании среднего давления в шарнире p . Предохранение от чрезмерного растяжения цепи при эксплуатации либо от перегрузок и разрушения при пуске обеспечивается проверочным расчетом цепи на прочность.

Условие обеспечения износостойкости звена однорядной цепи (при базовом сроке службе 10–15 тыс. часов) записывается в виде:

$$p = \frac{F_t \cdot K_{\varepsilon}}{A_{\text{ш}}} \leq [p], \quad (2.16)$$

где K_{ε} – коэффициент условий эксплуатации, который учитывает влияние на износостойкость различных факторов;

$A_{\text{ш}}$ – диаметральной проекция опорной поверхности шарнира, мм²;

$[p]$ – допускаемое давление в шарнире цепи (табл. 2.2) в зависимости от шага t цепи и частоты вращения ведущей звездочки n_1 .

Коэффициент условий эксплуатации определяется по формуле:

$$K_{\varepsilon} = K_{\text{д}} \cdot K_{\text{а}} \cdot K_{\text{р}} \cdot K_{\text{н}} \cdot K_{\text{с}} \cdot K_{\text{реж}}, \quad (2.17)$$

где $K_{\text{д}}$ – коэффициент, учитывающий динамичность передаваемой нагрузки (табл. 2.8);

$K_{\text{а}}$ – коэффициент, учитывающий длину цепи (табл. 2.9);

$K_{\text{р}}$ – коэффициент, учитывающий способ регулировки натяжения цепи (табл. 2.10);

$K_{\text{н}}$ – коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров к горизонту (табл. 2.11);

$K_{\text{см}}$ – коэффициент, учитывающий качество смазки передачи и условия ее работы (табл. 2.12);

$K_{\text{реж}}$ – коэффициент, учитывающий режим работы передачи (табл. 2.13).

Диаметральная проекция опорной поверхности шарнира цепи определяется по зависимости:

для роликовой и втулочной цепи $A_{\text{ш}} = d \cdot l_{\text{вт}} \approx 0,28 \cdot t^2$ или (табл. 2.4);

для зубчатой цепи $A_{\text{ш}} = 0,76 \cdot d \cdot b \approx 0,15 \cdot t$.

Проектный расчет.

При проектном расчете из условия износостойкости шаг роликовой цепи определяется по формуле [11]

$$t = 28 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_3}{z_1 \cdot [p]}}, \quad (2.18)$$

где T_1 – момент на ведущей звездочке, Нм;

$[p]$ – допускаемые давления в шарнире цепи, МПа.

Так как z_1 и $[p]$ заранее неизвестны, то можно для предварительного выбора шага цепи использовать эмпирическую формулу [4]

$$t \approx 4,5 \cdot \sqrt[3]{T_1}. \quad (2.19)$$

Если при проектном расчете предварительно выбирается число зубьев ведущей звездочки z_1 по формуле (2.2), предварительно шаг можно принимать по эмпирической зависимости [18]

$$t \approx 12,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}}, \quad (2.20)$$

которая дает примерно одинаковый результат с формулой (2.19).

Полученное значение шага по формуле (2.17 или 2.18) округляется до ближайшего большего стандартного значения шага (табл. 2.1), для которого выполняется проверка для выбранной цепи частоты вращения

$$n_1 \leq [n_1], \quad (2.21)$$

где $[n_1]$ – допустимая частота вращения ведущей звездочки, которая принимается в зависимости от шага цепи (табл. 2.3).

После окончательного выбора шага цепи выполняется геометрический, кинематический и силовой расчет передачи, что позволяет определить коэффициент условий эксплуатации K_3 и с его учетом проверить условие обеспечения износостойкости шарнира звена по формуле (2.16).

Проверочный расчет.

Для цепной передачи выполняется проверочный расчет на обеспечение прочности звена цепи. Для этого после окончательного выбора шага цепи сравнивают наибольшее действующее в цепи усилие с разрушающим усилием $F_{\text{разр}}$, которое приводится в табличных данных (табл. 2.1) в зависимости от шага цепи

$$n = \frac{F_{\text{разр}}}{F_1} \leq [n], \quad (2.22)$$

где $[n]$ – допустимое значение коэффициента запаса прочности (табл. 2.7).

Если при выбранном шаге условия прочности либо износостойкости не выполняются, то устанавливается дополнительный ряд цепи, при этом число зубьев в формуле (2.18) в знаменателе и $F_{\text{разр}}$ в формуле (2.22) умножается на коэффициент $K_{\text{ряд}}$ (табл. 2.14).

При расчете передач зубчатыми цепями (табл. 2.16) выбирается предварительное значение шага цепи t по табл. 2.17 (по возможности меньшее).

Затем определяется предварительная ширина цепи (мм) в зависимости от мощности P_p , передаваемой цепью по формуле

$$b \geq \frac{10P_p}{[P_{10}]}, \quad (2.23)$$

где $[P_{10}]$ – расчетная мощность, передаваемая цепью шириной 10 мм, кВт. Ориентировочные значения $[P_{10}] = f(t, v)$ представлены в табл. 2.18.

Расчет геометрических параметров и проверочные расчеты выполняются аналогично расчету роликовых цепей.

2.1.3. Примеры расчета цепных передач

Выполнить проектный и проверочный расчет приводной роликовой цепной передачи.

Передаваемая мощность $P_1 = 5,5$ кВт, частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 160$ об/мин, передаточное число $u = 2,0$, нагрузка с небольшими колебаниями. Передача размещена под углом $\psi = 40^\circ$ к горизонту. Режим работы двухсменный, смазка периодическая, натяг цепи не регулируется.

Решение

Определяем число зубьев ведущей звездочки по формуле (2.2)

$$z_{1\min} = 29 - 2 \cdot u = 29 - 2 \cdot 2,0 = 25 \geq 13.$$

Принимаем ближайшее большее нечетное число $z_1 = 25$.

Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = u \cdot z_1 = 2 \cdot 25 = 50.$$

Крутящий момент на валу ведущей звездочки

$$T_1 = \frac{30 \cdot P_1}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 5,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 160} = 328,4 \text{ Нм.}$$

Ориентировочное значение шага цепи по формуле (2.20)

$$t = 12,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}} = 12,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{328,4}{25}} = 30,2 \text{ мм}$$

(для сравнения: расчет по формуле (2.19) дает следующий результат:

$$t \approx 4,5 \cdot \sqrt[3]{T_1} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{328,4} = 31,05 \text{ мм}).$$

Согласно табл. 2.1 принимаем стандартный шаг цепи $t = 31,75$ мм для приводной роликовой цепи типа ПР 31,75-89 с разрушающей нагрузкой $F_{\text{разр}} = 89$ кН.

Задаемся межосевым расстоянием по соотношению (2.6)

$$a = (30-50) \cdot t = (30-50) \cdot 31,75 = 952,5-1587,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $a = 1200$ мм.

Расчетная длина цепи в количестве звеньев по формуле (2.7)

$$\begin{aligned} z_{3B} &= \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{t}{a} \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 = \\ &= \frac{2 \cdot 1200}{31,75} + \frac{25 + 50}{2} + \frac{31,75}{1200} \cdot \left(\frac{50 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 = 113,51. \end{aligned}$$

Число звеньев цепи округляем до ближайшего четного числа $z_{3B} = 114$.

Фактическое межосевое расстояние цепной передачи по формуле (2.8)

$$\begin{aligned} a &= \frac{t}{4} \cdot \left[z_{3B} - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_{3B} - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{31,75}{4} \cdot \left[114 - \frac{25 + 50}{2} + \sqrt{\left(114 - \frac{25 + 50}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{50 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1207,82 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Для обеспечения провисания ведомой ветви цепи значение уменьшают на $(0,002-0,004)a$. Следовательно, монтажное межосевое расстояние

$$a_M = (0,996-0,998) \cdot a = (0,996-0,998) \cdot 1207,82 = 1202,99-1205,4 \text{ мм.}$$

Принимаем $a_M = 1204 \text{ мм.}$

Диаметры делительных окружностей звездочек ведущей

$$d_{q1} = \frac{t}{\sin(\pi/z_1)} = \frac{31,75}{\sin(\pi/25)} = 253,32 \text{ мм;}$$

ведомой

$$d_{q2} = \frac{t}{\sin(\pi/z_2)} = \frac{31,75}{\sin(\pi/50)} = 505,65 \text{ мм.}$$

Средняя скорость цепи (2.9)

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{6 \cdot 10^4} = \frac{25 \cdot 160 \cdot 31,75}{6 \cdot 10^4} = 2,1 \text{ м/с.}$$

Окружная сила на ведущей звездочке (2.10)

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_{q1}} = \frac{2 \cdot 328,4 \cdot 10^3}{253,32} = 2592,8 \text{ Н.}$$

Нагрузка от центробежных сил (2.14)

$$F_u = m_{\Pi} \cdot v^2 = 3,8 \cdot (2,1)^2 = 16,8 \text{ Н,}$$

где $m_{\Pi} = 3,8 \text{ кг/м}$ погонная масса цепи по табл. 2.1.

Предварительный натяг цепи от провисания (2.15)

$$F_f = m_{\Pi} \cdot g \cdot a \cdot K_H = 3,8 \cdot 9,81 \cdot 1,19 \cdot 1 = 44,36 \text{ Н,}$$

где $K_H = 1$ – коэффициент, учитывающий угол наклона оси (табл. 2.11).

Суммарный натяг ведущей ветви цепи (2.16)

$$F_1 = K_d F_t + F_f + F_u = 1 \cdot 2592,8 + 16,8 + 44,36 = 2653,96 \text{ Н.}$$

Допустимое значение коэффициента запаса прочности цепи (табл. 2.7).

$$[n] = 7,73.$$

Коэффициент запаса прочности цепи

$$n = \frac{F_{\text{разр}}}{F_1} = \frac{89 \cdot 10^3}{2653,96} = 33,53 \geq [n].$$

Условие прочности выполнено.

Коэффициент эксплуатации цепи по формуле (2.17)

$$K_{\Sigma} = K_d \cdot K_a \cdot K_p \cdot K_H \cdot K_{\text{см}} \cdot K_{\text{реж}} = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 2,343.$$

где $K_d = 1,0$ – коэффициент, учитывающий динамичность передаваемой нагрузки (табл. 2.8);

$K_a = 1,0$ – коэффициент, учитывающий длину цепи (табл. 2.9);

$K_p = 1,25$ – коэффициент, учитывающий способ регулировки натяжения цепи (табл. 2.10);

$K_H = 1,0$ – коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров к горизонту (табл. 2.11);

$K_{\text{см}} = 1,5$ – коэффициент, учитывающий качество смазки передачи и условия ее работы (табл. 2.12);

$K_{\text{реж}} = 1,25$ – коэффициент, учитывающий режим работы передачи (табл. 2.13).

Проекция опорной поверхности шарнира

$$A_{\text{ш}} = d \cdot b_1 = 9,55 \cdot 27,46 = 262 \text{ мм}^2,$$

где d, b_1 – параметры цепи из табл. 2.1 или табл. 2.4.

Допустимое давление в шарнирах цепи по табл. 2.2 при заданной частоте вращения и шаге, $[p] = 32$ МПа. Давление в шарнире цепи по формуле (2.17)

$$p = \frac{F_1 \cdot K_{\Sigma}}{A_{\text{ш}}} = \frac{2592,8 \cdot 2,343}{262} = 23,19 \text{ МПа} < [p].$$

Условие износостойкости выполнено.

Проверка допустимой частоты вращения для выбранного шага, согласно данным табл. 2.3.

$$n_1 = 160 < [n_1] = 630 \text{ мин}^{-1}.$$

Следовательно, условие ограничения динамических нагрузок выполнено.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Передача роликовой цепью с шагом $t = 19,05$ мм имеет звездочки с числом зубьев $z_1 = 15$ и $z_2 = 45$, $a = 762$ мм. Определить диаметры делительных окружностей звездочек, длину цепи, выраженную в шагах и монтажное расстояние.

Задача 2. По данным задачи 1 определить число ударов в секунду, если скорость цепи $v = 7$ м/с. Сравнить с допускаемым значением по табл. 2.6.

Задача 3. Для передачи роликовой цепью с шагом $t = 25,4$ мм подобрать числа зубьев звездочек, если передаточное число равно 4; найти оптимальное межосевое расстояние.

Задача 4. Определить натяжение ведущей и ведомой ветвей цепи и давление на валы звездочек. Вращающий момент $T_2 = 250$ Н·м, передаточное число $u = 3$, число зубьев $z_1 = 25$, угловая скорость $\omega_1 = 45 \text{ с}^{-1}$, шаг цепи $t = 25,4$ мм, расположение линии центров звездочек горизонтальное.

Задача 5. Для передачи роликовой цепью с параметрами $t = 31,75$ мм, $z_1 = 25$, $v = 10$ м/с. Определить допускаемое значение давления в шарнирах $[p]$.

Задача 6. Определить значение наибольшей допускаемой мощности для передачи роликовой цепью, имеющей шаг $t = 25,4$ мм; $z_1 = 25$; $z_2 = 75$, расчетный коэффициент нагрузки $K_3 = 1,5$. Скорость цепи $v = 6$ м/с.

Задача 7. Две передачи зубчатыми цепями одинакового шага $t = 25,4$ мм и с одинаковыми звездочками $z_1 = 15$ отличаются по скорости: одна передача имеет $v = 14$ м/с, а вторая $v = 5$ м/с. Определить для обоих случаев значения допускаемых давлений в шарнирах $[p]$.

Задача 8. Рассчитать передачу роликовой цепью от редуктора на барабан ленточного транспортера по следующим данным: передаваемая мощность $P = 6,0$ кВт, частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 280 \text{ мин}^{-1}$, частота вращения ведомой звездочки $n_2 = 100 \text{ мин}^{-1}$, работа – со слабыми толчками, смазка – капельная, работа – односменная, расстояние между осями принять $40t$, натяжение цепи не регулируется, линия центров звездочек расположена горизонтально.

Цепи приводные роликовые типа ПР, 2ПР, 3ПР ГОСТ 13568-97

ГОСТ 13568-97	DIN (ISO 606)	t , мм	$b1$, не менее, мм	$d2$, мм	$d1$, мм	h , не более, мм	$b7$, не более, мм	b , мм	Разру- шающая нагрузка кН, не менее	Масса 1 м цепи (расчет- ная), кг
ПР-8-4,6	05B1	8	3	2,31	5	7,5	12	7	4,6	0,2
ПР-9,525-9,1	06B1	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	9,1	0,45
ПР-12,7-10-1	08-2	12,7	2,4	3,66	7,75	10	10,5	6,3	10	0,3
ПР-12,7-9	08-1	12,7	3,3	3,66	7,75	10	12	7	9	0,35
ПР-12,7-18,2-1	08B-1	12,7	5,4	4,45	8,51	11,8	19	10	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2-2	08B-1	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	18,2	0,75
ПР-15,875-23-1	10A-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	23	0,8
ПР-15,875-23-2	10B-1	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	23	1
ПР-19,05-31,8	12A-1	19,05	12,7	5,94	11,91	18,2	33	18	31,8	1,9
ПР-25,4-60	16A-1	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	60	2,6
ПР-31,75-89	20A-1	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	89	3,8
ПР-38,1-127	24A-1	38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	58	30	127	5,5
ПР-44,45-172,4	28A-1	44,45	25,4	12,7	25,4	42,4	62	34	172,4	7,5
ПР-50,8-227	32A-1	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	227	9,7
ПР-63,5-354	40A-1	63,5	38,1	19,84	39,68	60,4	89	48	354	16

ГОСТ 13568-97	DIN (ISO 606)	t , мм	$b1$, не менее, мм	$d2$, мм	$d1$, мм	A , мм	h , не более, мм	$b7$, не более, мм	b , мм	Разру- шающая нагрузка кН, не менее	Масса 1 м цепи (расчет- ная), кг
2ПР-12,7-31,8	08-2	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	35	11	31,8	1,4
2ПР-15,875-45,4	10B-2	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	41	13	45,4	1,9
2ПР-19,05-64	12A-2	19,05	12,7	5,96	11,91	22,78	18,08	53,4	17,75	64	2,9
2ПР-25,4-114	16A-2	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	68	22	114	5
2ПР-31,75-177	20A-2	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	82	24	177	7,3
2ПР-38,1-254	24A-2	38,1	25,4	11,1	22,23	45,44	36,2	104	30	254	11
2ПР-44,45-344	28A-2	44,45	25,4	12,7	25,4	48,87	42,24	110	34	344,8	14,4
2ПР-50,8-453,6	32A-2	50,8	31,75	14,27	28,58	58,55	48,3	130	38	453,6	19,1

Обозначение по ГОСТ 13568-97	DIN (ISO 606)	t , мм	$b1$, не менее, мм	$d2$, мм	$d1$, мм	A , мм	h , не более, мм	$b7$, не более, мм	b , не более, мм	Разру- шающая нагрузка кН, не менее	Масса 1 м цепи (расчет- ная), кг
3ПР-12,7-45,4	08B-3	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	50	11	45,4	2
3ПР-15,875-68,1	10B-3	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	57	13	68,1	2,8
3ПР-19,05-96	12A-3	19,05	12,7	5,96	11,91	22,78	18,08	76,2	17,75	96	4,3
3ПР-25,4-171	16A-3	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	98	22	171	7,5
3ПР-31,75-265,5	20A-3	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	120	24	265,5	11
3ПР-38,1-381	24A-3	38,1	25,4	11,1	22,23	45,44	36,2	150	30	381	16,5

**Допускаемое среднее давление $[p]$ для роликовых цепей
при $z_1 = 15-30$**

Частота вращения меньшей звездочки n_1 , мин^{-1} (не более)	Значения $[p]$, МПа, при шаге цепи t , мм			
	12,7–15,87	19,05–24,5	31,75–38,1	44,45–50,8
50	34,3	34,3	34,3	34,3
200	30,9	29,4	28,1	25,7
400	28,1	25,7	23,7	20,6
600	25,7	22,9	20,6	17,2
800	23,7	20,6	18,1	14,7
1000	22,0	18,6	16,3	—
1200	20,6	17,2	14,7	—
1600	18,1	14,7	—	—
2000	16,3	—	—	—
2400	14,7	—	—	—
2800	13,4	—	—	—

Таблица 2.3

Допускаемые частоты вращения ведущей звездочки $[n_1]$

Шаг цепи t , мм	$[n_1]$, мин^{-1}	Шаг цепи t , мм	$[n_1]$, мин^{-1}
12,7	1250	31,75	630
15,875	1000	38,1	500
19,05	900	44,45	400
25,4	800	50,8	300

Таблица 2.4

Диаметральная проекция опорной поверхности шарнира $A_{ш}$

Шаг цепи t , мм	Проекция опорных поверхностей шарниров $A_{ш}$, мм^2			
	однорядных	двухрядных	трехрядных	четырёхрядных
8	11	—	—	—
9,525	28	—	—	—
12,7	39,6	85,3	125,5	—
15,875	51,5	115	169	—
19,05	106	180	265	318
25,4	180	306	450	540
31,75	262	446	655	786
38,1	395	627	986	1185
44,45	473	802	1180	1420
50,8	645	1095	1610	1935

Таблица 2.5

Максимальная частота вращения малой звездочки

Число зубьев звездочки	$[n]_{\max}$, мин ⁻¹ , при шаге цепи t , мм								
	12,7	15,87	19,25	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	
15	2300	1900	1350	1150	1000	750	650	600	
19	2400	2000	1450	1200	1050	800	700	650	
23	2500	2100	1500	1250	1100	800	750	650	
27	2550	2150	1550	1300	1100	850	750	700	
30	2600	2200	1550	1300	1100	850	750	700	

Таблица 2.6

Допускаемое число ударов $[v]$

Тип цепи	Значения $[v]$, 1/с, при шаге цепи t , мм								
	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,5	50,8	
Втулочная и роликовая	60	50	35	30	25	20	15	15	

Таблица 2.7

Допускаемые коэффициенты запаса прочности $[n]$ для цепей

Шаг t , мм	Значение $[n]$ при частоте вращения n_1 , мин ⁻¹										
	До 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
12,7–15,87	7	7,8	8,5	9,3	10,2	11	11,7	13,2	14,8	6,3	18
19,05–25,4	7	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14	16,3	–	–	–
31,75–38,1	7	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	–	–	–	–
44,5–50,8	7	9,3	11,7	14	16,3	–	–	–	–	–	–

Таблица 2.8

Значения коэффициента K_d , учитывающего динамичность передаваемой нагрузки

Нагрузка равномерная или близкая к ней	$K_d = 1,00$
Нагрузка неравномерная	$K_d = 1,20$
Нагрузка ударная	$K_d = 1,50$

Таблица 2.17

**Минимальный коэффициент запаса прочности зубчатых цепей [n]
(при $z_1 \geq 17$)**

Шаг цепи t , мм	Минимальный коэффициент запаса прочности зубчатых цепей [n] при частоте вращения меньшей звездочки n_1 , мин ⁻¹								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	20	21	22	23	24	25	26	28	30
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35
25,4	21	22	24	26	28	30	32	36	40
31,75	21	22	25	26	30	32	35	40	—

Таблица 2.18

Размеры и параметры приводных зубчатых цепей

Размеры, мм					Ориентировочные значения $[P_{10}]$, кВт, для зубчатых цепей при скорости цепи v , м/с						
t	h	h_1	s	u	1	2	3	4	6	8	10
12,7	13,4	7,0	1,5	4,76	0,4	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,35
15,875	16,7	8,7	2,0	5,95	0,6	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5	3,0
19,05	20,1	10,5	3,0	7,14	0,8	1,2	1,6	1,9	2,5	3,0	3,5
25,4	26,7	13,35	3,0	9,52	1,0	1,6	2,1	2,6	3,4	4,0	4,6
31,75	33,4	16,7	3,0	11,91	1,2	2,0	2,6	3,2	4,2	5,1	5,9

2.2. Зубчато-ременные передачи

Дополнительные обозначения

t – шаг зубьев ремня, мм;

m – модуль, мм;

Z_1 – принятое число зубьев малого шкива;

Z_2 – принятое число зубьев большого шкива;

$Z_{2\max}$ – максимальное (для принятого значения модуля m) число зубьев большого шкива;

L_p^I – расчетная длина ремня, мм;

Z_p^I – предварительное значение числа зубьев ремня;

$Z_{p\min}, Z_{p\max}$ – минимальное и максимальное число зубьев ремня;

Z_p – принятое стандартизированное число зубьев ремня;
 L_p – расчетная длина ремня, мм;
 α_1 – угол охвата ремнем малого шкива передачи, град;
 Z_{p0} – число зубьев ремня, одновременно находящихся в зацеплении с малым шкивом передачи;
 C_p – коэффициент, учитывающий динамичность приложения нагрузки и режим (сменность) работы передачи;
 P_1 – передаваемая мощность, кВт;
 V – скорость движения ремня, м/с;
 F_y – допускаемая в заданных условиях эксплуатации удельная (на 1 мм ширины ремня) сила, Н/мм;
 $[F_0]$ – допускаемая в условиях испытаний типовой передачи удельная сила, Н/мм;
 C_U – коэффициент, вводимый в расчет только для ускоряющих ($U < 1$) передач;
 C_{Z0} – коэффициент, вводимый в расчет при незначительном ($Z_{p0} < 6$) числе зубьев ремня, находящихся одновременно в зацеплении с малым шкивом;
 C_{Hr} – коэффициент, вводимый в расчет только при наличии в передаче натяжных роликов;
 Q – линейная плотность ремня шириной 1 мм, кг/м·мм;
 $b_{\text{трѐб}}$ – требуемая ширина ремня, мм;
 b – выбранная ширина ремня, мм;
 h – высота зуба ремня (для полукруглых зубьев h_1), мм;
 F_0 – сила предварительного натяжения ремня, Н.

2.2.1. Общие сведения. Основные характеристики зубчато-ременных передач

Зубчатые ремни обладают достоинствами зубчатого зацепления и плоских ремней. Изготавливают их из резины или полиуретанового каучука, армируют стальными проволочными тросами или тросами из стекловолокна. Такие ремни обладают хорошей тяговой способностью. Зубья ремня имеют трапециевидальную форму с углом профиля 50° . Зубчатые ремни выполняются бесконечными (замкнутыми) плоскими с выступами – зубьями на их внутренней поверхности, которые входят в зацепление с зубьями, расположенными на наружных поверхностях шкивов (рис. 2.5).

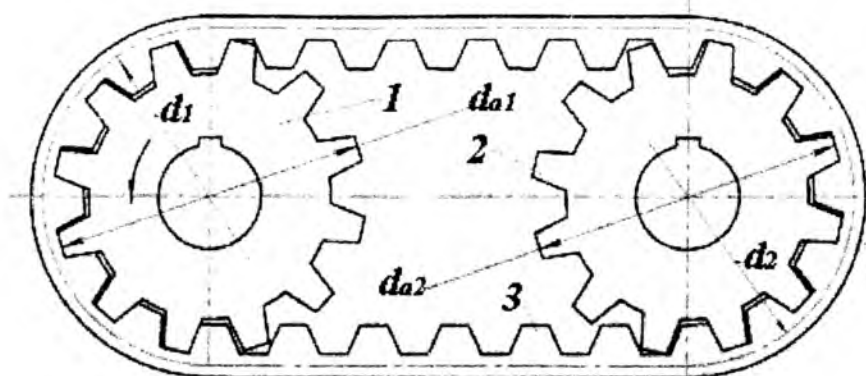


Рис. 2.5. Передача зубчатым ремнем

Ремни имеют тяговый слой в виде стальных (или из стекловолокна), навитых по винтовой линии тросов, находящихся в резиновой (на основе бутадиен-нитрильных каучуков) или пластмассовой (полиуретановой или неопреновой) основе (рис. 2.6).

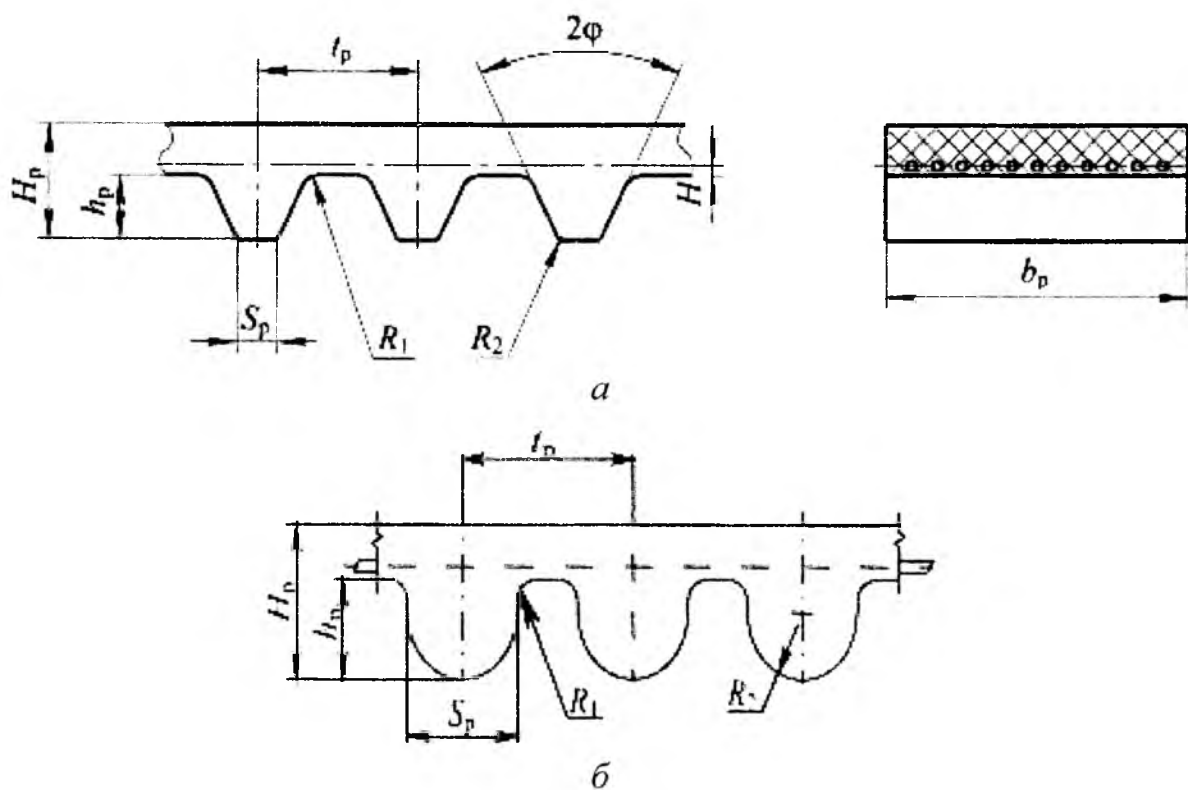


Рис. 2.6. Виды зубчатых ремней

Для повышения износостойкости зубья ремня покрывают нейлоновой тканью. Основным геометрическим параметром зубчатых ремней является

модуль $m = \frac{P}{\pi}$ (где P – шаг зубьев ремня, мм).

Зубчато-ременные передачи имеют следующие достоинства: отсутствие упругого скольжения ремня по шкивам; относительно малые габариты

шківов; малі навантаження на валів передачі і їх підшипники; високий КПД (до 98 %); можливість здійснення великих передаточних чисел (до 12) і передаваних потужностей (до 200 кВт, а за зарубіжними даними навіть до 750 кВт).

К недолікам цього виду передач відносять порівняльно велику ціну і дефіцитність зубчастих ременів, складність виготовлення шківів, більш ретельний монтаж передачі.

Зубчасті ремені з трапецеїдальним профілем зубців (рис. 2.6, а) нормалізовані ОСТ 38. 05114–76 (табл. 2.19).

Розроблена зубчато-ременна передача з напівкруглим профілем зубців (рис. 2.6, б); табл. 2.20), забезпечуючим суттєво більш рівномірне розподілення напружень в ремені, більш плавний вхід зубців в зацеплення. В зв'язі з цим зубчасті ремені з напівкруглим профілем зубців можуть передавати навантаження до 40 % більші, ніж ремені з трапецеїдальним зубом.

Ремені з напівкруглим профілем зубців нормалізовані в ГУ 38405560-84 і в нинішній час випускаються тільки з модулями 3, 4 і 5 мм. Тому основне застосування поки отримали ремені з трапецеїдальним профілем зубців.

2.2.2. Послідовність проектування зубчато-ремених передач

Розрахунки зубчато-ремених передач ведуть в відповідності з вимогами ОСТ 38.05227–81 [13, 23], виходячи з забезпечення усталостної міцності ременя.

Можно використовувати наступну послідовність проектування передач.

1. *Назначити або визначити початкові дані, необхідні для розрахунку передачі:*

P_1 – передавану потужність (номінальну потужність на малому шківі передачі), кВт;

n_1 – частоту обертання ведучого шківу передачі під номінальною навантаженням, мин^{-1} ;

U – необхідне значення передаточного числа;
характер навантаження і зміненість роботи передачі.

2. *Вибрати тип* (з трапецеїдальними або напівкруглими зубцями) *зубчатого ременя.*

3. *Визначити орієнтовно значення модуля передачі m , мм, виходячи з усталостної міцності зубців ременя по наступній спрощеній залежності:*

$$m = k_3 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}, \quad (2.24)$$

где n_1 – частота вращения ведущего шкива передачи под номинальной нагрузкой, мин^{-1} ;

k – коэффициент, учитывающий профиль ремня: $k = 35$ – для ремней с трапецидальной формой зубьев; $k = 25$ – для ремней с полукруглой формой зубьев [4].

Полученное значение модуля m округляют до ближайшего большего значения, стандартизированного ОСТ 38.05114–76 (табл. 2.19).

4. Назначить (в соответствии с ОСТ 38.05227–81) рекомендуемое число зубьев z_1 ведущего шкива в зависимости от принятого значения модуля m передачи и заданной частоты его вращения n_1 (табл. 2.21).

5. Найти число зубьев z_2 большего шкива передачи из условия

$$z_2 = u \cdot z_1 \leq z_{2\max}, \quad (2.25)$$

где u – необходимое значение передаточного числа;

z_1 – принятое число зубьев ведущего шкива;

$z_{2\max}$ – максимальное (для принятого значения модуля m) число зубьев ведомого шкива (табл. 2.21).

Полученное значение z_2 округлить до ближайшего целого числа.

6. Рассчитать фактическое значение передаточного числа

$$u_{\text{ф}} = \frac{z_2}{z_1}.$$

7. Определить делительные диаметры шкивов, мм

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2. \quad (2.26)$$

8. Предварительно назначить (если не задано в исходных данных) величину a_0 , мм, межосевого расстояния передачи в следующих пределах:

$$a_0 = (1,0-1,5)(d_1 + d_2).$$

9. Вычислить необходимую (для предварительно выбранного значения межосевого расстояния передачи a_0) расчетную длину ремня L_p^1 , мм

$$L_p^1 = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0}. \quad (2.27)$$

10. Рассчитать предварительное значение Z_p^1 числа зубьев ремня

$$Z_{p\min} \leq Z_p^1 = \frac{L_p^1}{\pi m} \leq Z_{p\max}, \quad (2.28)$$

где $Z_{p\min}$, $Z_{p\max}$ – минимальное и максимальное число зубьев ремня выбранного модуля (табл. 2.19);

затем округлить полученное значение Z_p^I до его ближайшего значения Z_p , стандартизированного ОСТ 38. 05114–76 (табл. 2.19).

11. Уточнить значение расчетной длины ремня L_p , мм

$$L_p = \pi m Z_p, \quad (2.29)$$

где Z_p – принятое стандартизированное число зубьев ремня.

12. Определить номинальное значение межосевого расстояния передачи $a_{\text{ном}}$, мм

$$a_{\text{ном}} = 0,25[(L_p - \pi \frac{d_2 + d_1}{2}) + \sqrt{(L_p - \pi \frac{d_2 + d_1}{2})^2 - 8(\frac{d_2 - d_1}{2})^2}]. \quad (2.30)$$

13. Найти угол обхвата ремнем ведущего шкива передачи α_1 , град

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a_{\text{ном}}}. \quad (2.31)$$

14. Вычислить число зубьев ремня Z_{p0} , одновременно находящихся в зацеплении с ведущим шкивом передачи

$$Z_{p0} = \frac{Z_1 \alpha_1^0}{360^\circ}. \quad (2.32)$$

15. Найти скорость движения ремня V , м/с,

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

16. Рассчитать тяговое (окружное) усилие передачи F_t , Н, при ее номинальном нагружении

$$F_t = \frac{10^3 C_p P_1}{V},$$

где C_p – коэффициент, учитывающий динамичность приложения нагрузки в режим (сменность) работы передачи;

P_1 – передаваемая мощность, кВт;

V – скорость движения ремня, м/с.

При односменном режиме работы в соответствии с ОСТ 38-05227-81 значения C_p выбирают в зависимости от характера нагрузки на передачу (табл. 2.22).

При двух- и трехсменной работе передачи коэффициент C_p принимают равным соответственно либо $C_p = 1,15C_{p1}$, либо $C_p = 1,4C_{p1}$.

17. Определить допускаемую в заданных условиях эксплуатации удельную (на 1 мм ширины ремня) силу F_y , Н/мм,

$$F_y = [F_0] \cdot C_U \cdot C_{Z_0} \cdot C_{H_p}, \quad (2.33)$$

где $[F_0]$ – допускаемая в стандартных условиях испытаний передачи удельная сила, Н/мм, назначается в соответствии с ОСТ 38.05227-81 в зависимости от принятого значения модуля m передачи (табл. 2.21);

C_U – коэффициент, вводимый в расчет только для ускоряющих ($U < 1$) передач (табл. 2.23);

C_{Z_0} – коэффициент, вводимый в расчет при незначительном ($Z_{p0} < 6$) числе зубьев ремня, находящихся одновременно в зацеплении с ведущим шкивом, вычисляемый в этом случае по зависимости

$$C_{Z_0} = 1 - 0,2(6 - Z_{p0});$$

C_{H_p} – коэффициент, вводимый в расчет только при наличии в передаче натяжных роликов; в этом случае он принимается равным соответственно 0,9 и 0,8 при одном и двух роликах, расположенных внутри контура передачи, и 0,7 – при ролике вне контура передачи.

18. Рассчитать требуемую ширину ремня $b_{\text{треб}}$, мм,

$$b_{\text{треб}} = \frac{F_t}{(F_y - qV^2)C_{\text{ш}}}, \quad (2.34)$$

где q – линейная плотность ремня шириной 1 мм, кг/м·мм (табл. 2.21);

$C_{\text{ш}}$ – коэффициент, учитывающий наличие неполных витков тросов ремня у его боковых поверхностей (табл. 2.24).

Найденная ширина зубчатого ремня $b_{\text{треб}}$, мм, согласовывается со стандартизированным (ОСТ 38.05114-76) рядом ее значений (табл. 2.19).

Выбранная стандартизированная ширина ремня « b » должна одновременно удовлетворять следующим условиям:

$$\begin{aligned} b_{\min} &\leq b \leq b_{\max}; \\ b &\leq d_1, \end{aligned}$$

где $b_{\min}$, $b_{\max}$ – соответственно минимально и максимально возможная (для выбранного в п. 2, с. 23 модуля m) ширина ремня, назначаемая в соответствии с ОСТ 38.05114–76 (табл. 2.19), мм;

d_1 – делительный диаметр ведущего шкива передачи, мм (см. п. 7).

19. Увеличить (при невыполнении хотя бы одного из условий: $b \leq b_{\max}$ или $b \leq d_1$), принятое в п. 3 (см. с. 49) значение модуля передачи m , и повторить расчет с п. 4 (см. с. 50) до выполнения всех этих условий.

20. Проверить, если число зубьев ремня Z_{p0} , взаимодействующих с ведущим шкивом передачи, получилось незначительным ($Z_{p0} < 6$), величину давления p_z , МПа, на зубьях ремня по условию

$$p_z = \frac{F_t \cdot \varphi}{Z_{p0} \cdot b \cdot h} \leq [p]_z, \quad (2.35)$$

где F_t – тяговое усилие передачи, Н, найденное в п. 16;

$\varphi = 2$ – коэффициент, учитывающий наличие неизбежной концентрации давления по высоте и длине зуба; неравномерность распределения нагрузки между зубьями ремня, одновременно находящимися в зацеплении со шкивом;

Z_{p0} – число зубьев ремня, взаимодействующих с ведущим шкивом (найденно в п. 14);

b – выбранная ширина ремня, мм;

h – высота зуба ремня (для полукруглых зубьев h_1), мм, назначаемая по табл. 2.19 для трапецеидальных зубьев и по табл. 2.20 для полукруглых зубьев ремня;

$[p]_z$ – допускаемое давление на зуб ремня, МПа; определяемое по данным табл. 2.25 в зависимости от частоты вращения ведущего шкива передачи n_1 .

21. Назначить (при невыполнении условия $p_z \leq [p]_z$ большее значение модуля передачи m и повторить расчет с п. 4 до выполнения этого условия.

22. Определить силу предварительного натяжения ремня F_0 , Н, необходимую только для устранения зазоров в зацеплении ремня со шкивами и обеспечения правильного набегания ремня на шкивы:

$$F_0 = (1,1-1,3) \cdot q \cdot b \cdot v^2, \quad (2.36)$$

где q – линейная плотность принятого ремня, кг/(м·мм) (п. 18);

b – ширина ремня, мм, принятая в п. 18;

v – скорость движения ремня, м/с (п. 15).

23. Рассчитать силу F_r , Н, действующую на валы от зубчато-ременной передачи при ее номинальном нагружении

$$F_r = (1,0-1,2)F_t, \quad (2.37)$$

где F_t – тяговое усилие передачи, Н (см. п. 16).

24. Если известны параметры и условия работы передачи выполняют проверочный расчет прочности зубьев ремня по напряжениям сдвига. Напряжения сдвига в зубьях ремня [3, 10]

$$\tau = \frac{F_t k_2}{Z_{p0} s_1 b k} \leq \frac{[\tau]}{k_p}, \quad (2.38)$$

где k_2 – коэффициент динамической нагрузки;

s_1 – ширина площадки сдвига зуба ремня: $s_1 = 0,8m$;

k – коэффициент, учитывающий конструктивные параметры зубьев ремня и шкива: $k = 2,65$;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение сдвига: $[\tau] = 0,8\sigma_g$;

σ_g – предел прочности зуба ремня на отрыв от основания:
 $\sigma_g = 7-10$ МПа;

k_p – коэффициент долговечности ремня:

$$k_p = k_t k_c k_n \sqrt[20]{N_u}, \quad (2.39)$$

где k_t – коэффициент, учитывающий снижение прочности характеристик ремня из-за его нагрева в процессе работы;

а) при постоянном режиме работы

$$k_t = \sqrt[6]{\frac{n_1}{10^1}} \geq 1;$$

б) при переменном режиме работы

$$k_t = \frac{1}{L_h} \sum_i L_{hi} \sqrt[6]{\frac{n_i}{10^3}} \geq 1,$$

где L_h – общий ресурс работы передачи, час;

$$L_h = L 365 k_{\text{год}} 24 k_{\text{сут}},$$

L – количество лет работы передачи;

$k_{\text{год}}$ – коэффициент годового использования передачи;

$k_{\text{сут}}$ – коэффициент суточного использования передачи;

L_{hi}, n_i – время работы и частота вращения ведущего шкива при i -м режиме циклограммы нагружения;

k_c – коэффициент, учитывающий сменность работы передачи: $k_c = 1,0$ – односменная работа, $k_c = 1,07$ – двухсменная работа, $k_c = 1,15$ – трехсменная работа;

k_H – коэффициент, учитывающий наличие натяжного ролика: $k_H = 1,0$ – при отсутствии натяжного ролика, $k_H = 1,1$ – при наличии одного натяжного ролика, $k_H = 1,25$ – при наличии двух натяжных роликов.

$N_{ц}$ – ресурс передачи в числах циклов перемены напряжений:

а) при постоянном режиме работы

$$N_{ц} = \frac{60z_1L_hn_1}{z_p};$$

б) при переменном режиме работы

$$N_{ц} = \frac{60z_1}{z_p F_{t\max}^6} (F_{t1}^6 L_{h1} n_{ш1} + F_{t2}^6 L_{h2} n_{ш2} + \dots + F_{ti}^6 L_{hi} n_{ши}),$$

где $F_{ti}, L_{hi}, n_{ши}$ – окружная сила, время работы и частота вращения ведущего шкива на i -м режиме работы соответственно.

25. Выбрать вид натяжного устройства, необходимого для создания предварительного натяжения ремня усилием F_0 .

26. Назначить материал, выбрать конструкцию шкивов передачи, определить исполнительные размеры шкивов и разработать их рабочие чертежи.

2.2.3. Разработка конструкции шкивов

Шкив для **зубчатого** ремня представляет собой зубчатое колесо, головки зубьев которого срезаны до диаметра, расположенного ниже делительной окружности диаметром d (совпадающей с нейтральным слоем ремня) на величину 2δ (рис. 2.7).

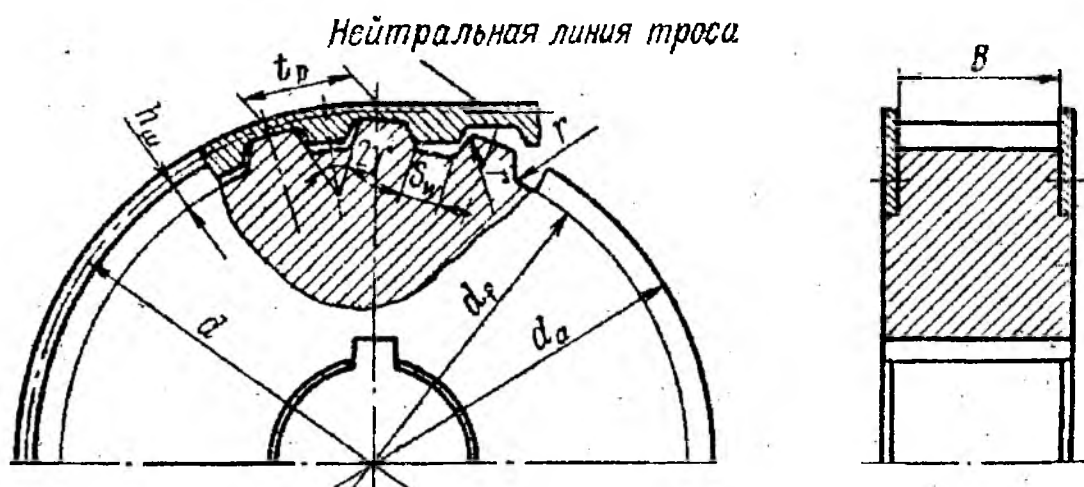


Рис. 2.7. Шкив зубчато-ременной передачи

В передачах с трапецеидальным профилем зубьев ремня шкивы также имеют трапецеидальные зубья (рис. 2.7), а при применении ремней с полукруглой формой зубьев – полукруглые.

**Расчетные формулы для определения основных параметров
зубчатых ободов шкивов зубчато-ременных передач**

Определяемый параметр зубчатых ободов шкивов	Расчетная формула
Поправка к наружному диаметру, вводимая для более равномерного распределения нагрузки между зубьями	$K_d = 0,2 \left(\frac{F_t}{B} \right) \lambda Z$
Диаметры окружностей зубьев: делительной окружности вершин впадин трапецеидальных зубьев впадин полукруглых зубьев	$d = mz$ $d_a = d_1 - 2\delta + K_d$ $d_f = d_a - 2h_{ш}$ $d_f = d_a - 2h_2$
Ширина dna впадины трапецеидальных зубьев	Значения $S_{ш}$ см. прил. 3, табл. 1
Угол профиля трапецеидальной впадины зубьев, град: при $m \leq 2$ мм при $m > 2$ мм	$\gamma = 50 + 2$ $\gamma = 40 + 2$
Угловой шаг зубьев	$\varphi = 360/z$
Рабочая ширина зубчатого обода	$B = b + m$
Радиусы скруглений профиля зубьев	$R = 0,1m \leq 0,5$ мм

В таблице обозначены:

F_t – тяговое номинальное усилие передачи, Н;

b – ширина ремня, мм;

λ – податливость металлокорда ремня, мм²/Н (табл. 2.21);

Z – число зубьев у рассматриваемого шкива;

m – модуль передачи, мм;

δ – расстояние от впадины ремня до продольной оси троса его металлокорда, мм (табл. 2.19 и 2.20);

$h_{ш}$ – высота трапецеидального зуба шкива, мм (табл. 2.19);

h_2 – высота полукруглого зуба шкива, мм.

Так как конструкции шкивов зубчато-ременных передач отличаются от конструкций шкивов клиноременных передач только формой рабочих канавок своих ободов, то размеры их остальных конструктивных элементов (кроме толщины обода t) можно определять по данным для ременных передач.

Для предотвращения спадания ремня со шкивов и улучшения условий его набегания на шкивы ведущий шкив передачи снабжают двумя реборами (рис. 2.7), а в передачах с вертикальными валами или при $U \geq 3$ ими оснащают оба шкива передачи. В связи с этим толщину обода t назначают конструктивно исходя из условий размещения 4–6 крепежных винтов М8

или М10. При отсутствии реборд толщину t обода шкива можно устанавливать по следующей зависимости:

$$t = 0,005d_a + 3 \geq 6 \text{ мм.}$$

Размеры ободов шкивов для зубчато-ременных передач и предельные отклонения этих размеров выбирают в соответствии с ОСТ 38.05114-76.

2.2.4. Примеры расчета зубчато-ременных передач

Спроектировать привод конвейера с зубчато-ременной передачей по следующим данным: мощность на ведущем валу передачи $P_1 = 7$ кВт; частота вращения ведущего шкива $n_1 = 1460 \text{ мин}^{-1}$; частота вращения ведомого шкива $n_2 = 730 \text{ мин}^{-1}$; межосевое расстояние $a = 1000$ мм; режим работы – двухсменный, тип нагрузки – постоянный, натяжной ролик отсутствует. $L = 5$ лет; $k_{\text{год}} = 0,8$; $k_{\text{сут}} = 0,5$.

Приводится расчет ременной передачи по ОСТ 38 05227-81.

Определяем расчетную мощность:

$$P_p = P_1 \cdot C_p = 7,0 \cdot 1,44 = 10,1 \text{ кВт,}$$

где C_p – коэффициент режима работы (табл. 2.22), зависящий от типа приводимой рабочей машины, количества смен работы, величины перегрузки. Для конвейеров C_p при двухсменной работе $C_p = C_{p1} \cdot 1,15 = 1,25 \cdot 1,15 = 1,44$.

Модуль передачи можно рассчитывать по формуле (2.24)

$$m = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_p}{n_1}} = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{10,1}{1460}} = 6,668 \text{ мм.}$$

Полученная величина округляется до ближайшего значения из стандартного ряда ($m = 1; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; 7,0; 10,0$ мм). Принимаем $m = 7$ мм.

Число зубьев ведущего шкива определяется по табл. 2.21.

При $m = 7$ мм $z_{ш1} = 22$. Передаточное число $u = 1460 / 730 = 2$.

Число зубьев ведомого шкива по формуле (2.25)

$$z_2 = z_1 \cdot u = 22 \cdot 2 = 44.$$

Диаметры делительных окружностей шкивов по формуле (2.26)

$$d_1 = mz_1 = 7 \cdot 22 = 154 \text{ мм;}$$

$$d_2 = mz_2 = 7 \cdot 44 = 308 \text{ мм.}$$

Вычисляем необходимую (для предварительно выбранного значения межосевого расстояния передачи a_0) расчетную длину ремня L_p^I по формуле (2.27), мм,

$$L_p^I = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0} =$$

$$= 2 \cdot 1000 + 3,14(154 + 308) / 2 + (308 - 154)^2 / (4 \cdot 1000) = 2731,269 \text{ мм.}$$

Рассчитаем предварительное значение z_p^I числа зубьев ремня по формуле (2.28)

$$z_{p\min} \leq z_p^I = \frac{L_p^I}{\pi m} = \frac{2731,269}{3,14 \cdot 7} = 124,26 \leq z_{p\max},$$

по табл. 2.19 – $z_{p\min} = 56$, $z_{p\max} = 140$. Принимаем $z_p = 125$.

Уточняем действительное значение расчетной длины ремня L_p по формуле (2.29), мм:

$$L_p = \pi m z_p = 3,14 \cdot 7 \cdot 125 = 2747,5 \text{ мм,}$$

где z_p – принятое стандартизированное число зубьев ремня.

Определяем номинальное значение межосевого расстояния передачи $a_{\text{ном}}$ по формуле (2.30), мм:

$$a_{\text{ном}} = 0,25[(L_p - \pi \frac{d_2 + d_1}{2}) + \sqrt{(L_p - \pi \frac{d_2 + d_1}{2})^2 - 8(\frac{d_2 - d_1}{2})^2}] =$$

$$= 0,25[(2747,5 - 3,14 \frac{308 + 154}{2}) + \sqrt{(2747,5 - 3,14 \frac{308 + 154}{2})^2 - 8(\frac{308 - 154}{2})^2}] =$$

$$= 0,25[2747,5 - 725,34 + \sqrt{(2747,5 - 725,34)^2 - 47432}] =$$

$$= 0,25[2747,5 - 725,34 + \sqrt{4089131,066 - 47432}] =$$

$$= 0,25[2747,5 - 725,34 + 2010,398] = 1008,14 \text{ мм.}$$

Найдем угол охвата ремнем ведущего шкива передачи по формуле (2.31), град:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a_{\text{ном}}} = 180^\circ - 57 \frac{308 - 154}{1008,14} = 171,2929^\circ.$$

Вычислим число зубьев ремня Z_{p0} , одновременно находящихся в зацеплении с ведущим шкивом передачи по формуле (2.32)

$$z_{p0} = \frac{z_1 \alpha_1^0}{360^0} = \frac{22 \cdot 171,2929^0}{360^0} = 10,47.$$

Найдем скорость движения ремня V , м/с,

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 154 \cdot 1460}{60 \cdot 10^3} = 11,77 \text{ м/с}.$$

Рассчитаем тяговое (окружное) усилие передачи F_t , Н, при ее номинальном нагружении

$$F_t = \frac{10^3 P_p}{V} = \frac{10^3 \cdot 10,1}{11,77} = 858,1 \text{ Н}.$$

Определяем допускаемую в **заданных** условиях эксплуатации удельную (на 1 мм ширины ремня) силу F_y по формуле (2.33), Н/мм,

$$F_y = [F_0] \cdot C_U \cdot C_{Z_0} \cdot C_{H_p} = 32 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 32 \text{ Н/мм},$$

где $[F_0]$ – допускаемая в **стандартных** условиях испытаний передачи удельная сила, Н/мм; назначается в соответствии с ОСТ 38.05227-81 в зависимости от принятого значения модуля m передачи (табл. 2.21);

$C_U = 1$ – коэффициент, вводимый в расчет только для ускоряющих ($U < 1$) передач (табл. 2.23);

$C_{Z_0} = 1$ – коэффициент, вводимый в расчет при незначительном ($Z_{p0} < 6$) числе зубьев ремня, находящихся одновременно в зацеплении с ведущим шкивом, вычисляемый в этом случае по зависимости

$$C_{Z_0} = 1 - 0,2(6 - Z_{p0});$$

$C_{H_p} = 1$ – коэффициент, вводимый в расчет только при наличии в передаче натяжных роликов; в этом случае он принимается равным соответственно 0,9 и 0,8 при одном и двух роликах, расположенных внутри контура передачи, и 0,7 – при ролике вне контура передачи.

Линейная плотность ремня шириной 1 мм, кг/м·мм (табл. 2.21): $q = 0,008 \text{ кг/м·мм}.$

Рассчитываем требуемую ширину ремня $b_{\text{треб}}$ по формуле (2.34), мм,

$$b_{\text{треб}} = \frac{F_t}{(F_y - qV^2)C_{\text{ш}}} = \frac{858,1}{(32 - 0,008 \cdot 11,77^2) \cdot 1} = 27,78 \text{ мм},$$

где дополнительно к предыдущему:

$C_{ш} = 1,0$ – коэффициент, учитывающий наличие неполных витков тростов ремня у его боковых поверхностей (табл. 2.24).

Найденная ширина зубчатого ремня $b_{\text{треб}}$, мм, согласовывается со стандартизированным (ОСТ 38.05114-76) рядом ее значений (табл. 2.19).

Выбранная стандартизированная ширина ремня b должна *одновременно* удовлетворять следующим условиям:

$$\begin{aligned} b_{\min} &\leq b \leq b_{\max}; \\ b &\leq d_1, \end{aligned}$$

где $b_{\min}$, $b_{\max}$ – соответственно минимально и максимально возможная (для выбранного модуля m) ширина ремня, мм, назначаемая в соответствии с ОСТ 38.05114-76 (табл. 2.19) ($b_{\min} = 40$ мм, $b_{\max} = 125$ мм);

d_1 – делительный диаметр ведущего шкива передачи, мм.

Принимаем $b = 40$ мм. Проверяем условие $b < d_1$.

40 мм < 154 мм – условие выполняется.

Определяем напряжения сдвига в зубьях ремня по формуле (2.38)

$$\tau = \frac{F_t k_2}{Z_{p0} s_1 b k} \leq \frac{[\tau]}{k_p};$$

$$s_1 = 0,8 \cdot 7,0 = 5,6 \text{ мм};$$

$$[\tau] = 0,8 \cdot 9 = 7,2 \text{ МПа}.$$

$$k_t = \sqrt[6]{\frac{n_1}{10^3}} = \sqrt[6]{\frac{1460}{10^3}} = 1,065 \geq 1;$$

$$k_c = 1,07; \quad k_H = 1,0;$$

$$L_h = L \cdot 365 \cdot k_{\text{год}} \cdot 24 \cdot k_{\text{сут}} = 5 \cdot 365 \cdot 0,8 \cdot 24 \cdot 0,5 = 17\,520;$$

$$N_{ц} = \frac{60 \cdot 22 \cdot 17\,520 \cdot 1460}{125} = 2,7 \cdot 10^8;$$

$$k_p = 1,065 \cdot 1,07 \cdot 1,0 \sqrt[20]{2,7 \cdot 10^8} = 3,01;$$

$$\tau = \frac{F_t k_2}{Z_{p0} s_1 b k} = \frac{858,1 \cdot 2,0}{10 \cdot 5,6 \cdot 40 \cdot 2,65} = 0,289 \text{ МПа} \leq \frac{7,2}{3,01} = 2,39.$$

Условие прочности ремня по напряжениям сдвига выполнено.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать ременную передачу зубчатым ремнем привода ленточного конвейера по следующим данным: мощность двигателя $P_1 = 10$ кВт; частота вращения вала двигателя $n_1 = 1460$ мин⁻¹; частота вращения приводного вала конвейера $n_2 = 1000$ мин⁻¹; угол наклона передачи $\alpha = 40^\circ$; межосевое расстояние – не менее 350 мм.

Задача 2. Определить для передачи зубчатым ремнем при $n_1 = 3000$ мин⁻¹; $n_2 = 1000$ мин⁻¹; $z_1 = 16$, $m = 3$ мм диаметры шкивов, минимальное межосевое расстояние, число зубьев ремня.

Задача 3. Определить для передачи зубчатым ремнем при $n_1 = 1460$ мин⁻¹; $n_2 = 730$ мин⁻¹; $z_1 = 17$, $m = 5$ мм и минимальном межосевом расстоянии, угол обхвата ремнем ведущего шкива и число зубьев ремня на дуге обхвата.

Задача 4. Определить расчетную окружную силу, передаваемую зубчатым ремнем при $z_1 = 22$, $m = 7$ мм, $n_1 = 730$ мин⁻¹ и передаче мощности $P_p = 12$ кВт.

Задача 5. Определить, какую окружную силу может передать зубчатый ремень при $z_1 = 14$, $m = 2$ мм, $b = 20$ мм. Частота вращения ведущего шкива $n_1 = 1350$ мин⁻¹.

Задача 6. Определить, расчетную ширину зубчатого ремня, при передаче мощности $P_p = 8,12$ кВт. Параметры передачи: $z_1 = 18$; $m = 5$ мм, $n_1 = 1500$ мин⁻¹.

Таблица 2.19

Основные размеры, мм, приводных зубчатых ремней с трапецеидальным профилем зубьев (выписка из ОСТ 38. 05114-76)

$\beta = \frac{P}{\pi}$	t	S	h	H	δ	γ , град	b	z_p	$S_{ш}$	$h_{ш}$
1.0	3,14	1,0	0,8	1,6	0,4	50	3,0–12,5	40–160	1,0	1,3
1.5	4,71	1,5	1,2	2,2	0,4	50	3,0–20,0	40–160	1,5	1,8
2.0	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6	50	5,0–20,0	40–160	1,8	2,2
3.0	9,42	3,0	2,0	4,0	0,6	40	2,5–50,0	40–160	3,2	3,0
4.0	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8	40	20,0–100	48–250	4,0	4,0
5.0	15,71	5,0	3,5	6,5	0,8	40	25,0–100	48–200	4,8	5,0
7.0	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8	40	40,0–125	56–140	7,5	8,5
10.0	31,42	12,0	9,0	15,0	0,8	40	50,0–200	56–100	11,5	12,5

Примечания.

1) z_p – число зубьев ремня из ряда: 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 220, 235, 250;

- 2) ширина ремня b выбирается из ряда: 3,0; 4,0; 5,0; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,05; 63,0 80,0; 100,0; 125,0; 160,0; 200,0 мм;
- 3) длина ремня $L_p = \pi m z_p$;
- 4) обозначения $S_{ш}$ и $h_{ш}$ относятся к шкивам.

Пример условного обозначения зубчатых ремней в спецификациях.
 Ремень с модулем $m = 2$ мм и расчетной длиной $L_p = 1250$ мм:
 Ремень 2 – 1250 ОСТ 38.05114-76.

Таблица 2.20

Основные геометрические размеры, мм, ремня и впадины шкивов с полукруглым профилем зубьев

m	t	R_1	h_1	h_2	R_2	δ
3	9,42	2,5	4	4,05	2,65	0,6
4	12,57	3,5	5	5,05	3,65	0,8
5	15,71	4,5	6	6,05	4,70	0,8

Таблица 2.21

Параметры зубчато-ременных передач, необходимые для их расчета

Параметры	Модуль m , мм							
	1	1,5	2	3	4	5	7	10
Допускаемая удельная сила $[F]_0$, Н/мм	2,5	3,5	5,0	9,0	25,0	30,0	32,0	42,0
Та же сила при полукруглых канавках				12,0	35,0	42,0		
Наибольшее передаточное число	7,7	10,0	11,5	12,0	8,0	8,0	5,7	4,7
Наименьшее допустимое число зубьев z_1	13	10			15		18	
Наибольшее число зубьев z_2	100		115		120			85
Рекомендуемое число зубьев z_1 при n_1 , мин ⁻¹ :								
1000	13	10		12	16		22	
1500	14	11		14	18		24	
3000	15	12		16	20		26	
Погонная масса $q \cdot 10^4$, кг/(м·мм)	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	7,0	8,0	11,0
Податливость ремня шириной 1 мм на длине одного шага $\lambda \cdot 10^4$, мм ² /Н	7	8	9	14	6	8	11	16

Таблица 2.22

Значения коэффициента C_{p1} , учитывающего динамичность приложения нагрузки и односменный режим работы передачи

Характер нагрузки	Спокойная	Умеренные колебания	Значительные колебания	Ударная
Значения C_{p1}	1,0	1,02–1,25	1,25–1,4	1,4–1,6

Примечание. При 2-, 3-сменной работе передачи коэффициент C_p принимается равным соответственно $C_p = 1,15 C_{p1}$ или $C_p = 1,4 C_{p1}$.

Таблица 2.23

Значения коэффициента C_u , вводимого в расчеты только ускоряющих передач

Передаточное число u	1,0–0,8	0,8–0,6	0,4–0,3	менее 0,3
Значения коэффициента C_u	1,0	0,95	0,85	0,80

Таблица 2.24

Значения коэффициента $C_{ш}$, учитывающего неполные витки каната корда, имеющиеся у боковых поверхностях ремня

Ширина ремня b , мм	до 16	16–20	20–25	25–32	32–40	40–50	50–63	80–100	св. 100
Значения коэф. $C_{ш}$	0,7	0,95	1,0	1,0	1,05	1,07	1,10	1,15	1,20

Таблица 2.25

Значения допускаемых давлений $[p]_z$ для зубьев ремня

Частота вращения меньшего шкива передачи n_1 , мин ⁻¹	100	200	400	1000	2000	5000
Допускаемые давления для зубьев ремня $[p]_z$, МПа	2,5	2,0	1,5	1,0	0,75	0,50

3. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Общие сведения

Передающий механизм, содержащий, по крайней мере, одно зубчатое зацепление, называется *зубчатым механизмом*.

Трехзвенный механизм, в котором два подвижных звена являются зубчатыми колесами, образующими с неподвижным звеном (стойкой) вращательную или поступательную пару, называется *зубчатой передачей*.

Зубчатое колесо – звено с замкнутой системой зубцов, обеспечивающее непрерывное движение другого зубчатого колеса. Зубчатое колесо передачи с меньшим числом зубцов называется шестерней, а с большим – колесом. Если два сопряженных колеса имеют одинаковые размеры, то шестерней называется ведущее звено. Параметры ведущего зубчатого колеса обычно имеют индекс 1, а ведомого – 2.

Зубчатые передачи классифицируются:

- по типу зацепления – с эвольвентным профилем и неэвольвентным профилем (передачи Новикова, циклоидные и др.);

- по взаимному расположению осей валов сопряженных колес – с параллельными осями (цилиндрические передачи); пересекающимися осями (конические); перекрещивающимися осями (гипоидные, винтовые цилиндрические, червячные). Реечные передачи можно отнести к первой группе, так как зубчатая рейка представляет собой часть цилиндрического зубчатого колеса бесконечно большого радиуса (рис. 3.1);

- по расположению зубцов и относительному вращению колес – с внешним зацеплением; внутренним зацеплением. При внутреннем зацеплении направление вращения сопряженных колес совпадает, при внешнем – нет;

- по расположению зуба на поверхности – прямозубые; косозубые; шевронные; криволинейные;

- по конструктивному оформлению – закрытые передачи, работающие в корпусе со смазкой, открытые, полужакрытые;

- по величине окружной скорости колес – весьма тихоходные ($v < 0,5$ м/с); тихоходные ($v = 0,5–3,0$ м/с); среднескоростные ($v = 3,0–15,0$ м/с); быстроходные ($v > 15,0$ м/с);

- по твердости рабочих поверхностей зубьев колес – с твердостью до 350 НВ и выше 350 НВ;

- по точности – 12 степеней точности.

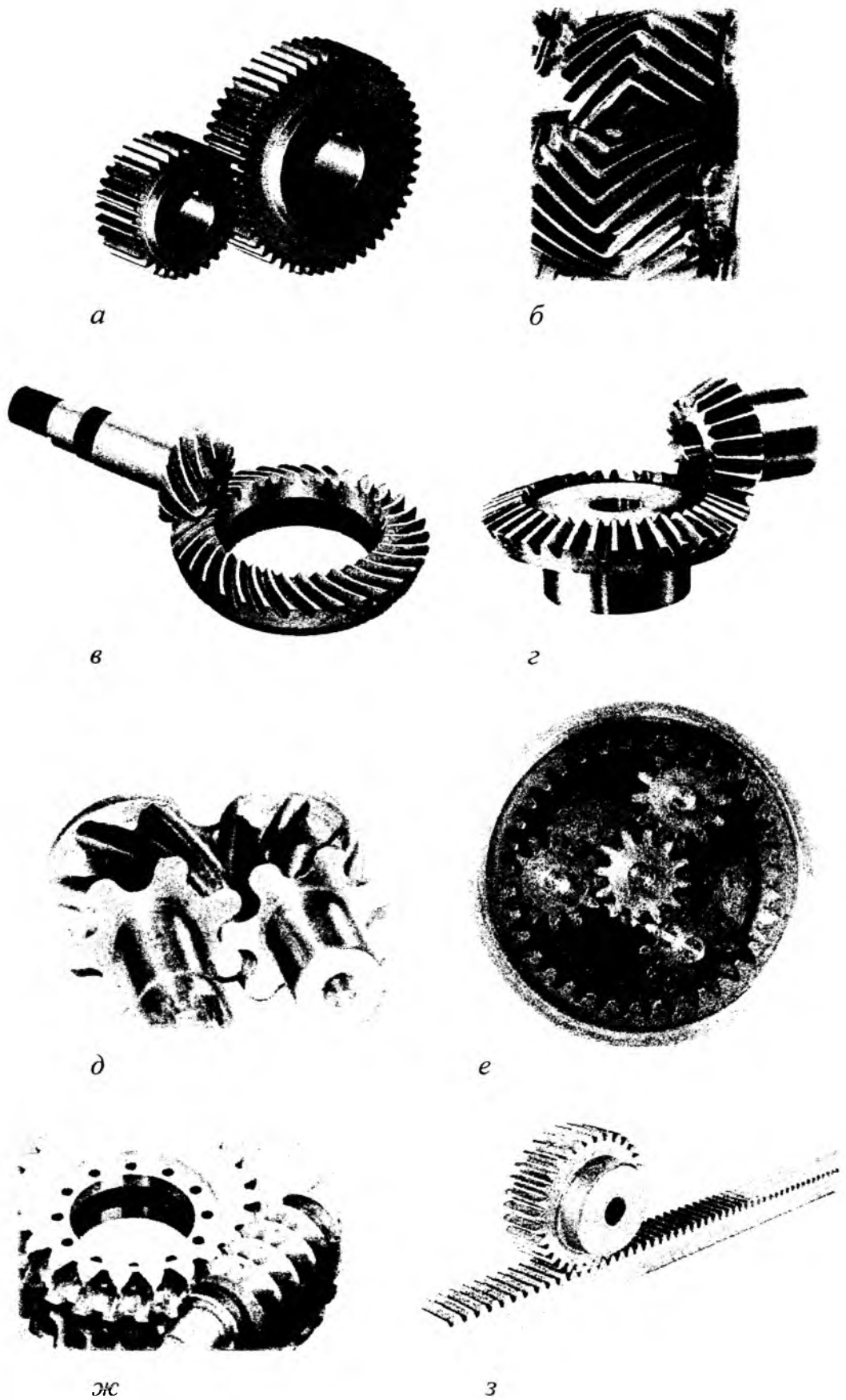


Рис. 3.1. Типы передач:

a – цилиндрическая прямозубая; *б* – шевронная; *в* – коническая с круговым зубом;
г – коническая прямозубая; *д* – эллиптическая; *е* – планетарная; *ж* – червячная; *з* – реечная

К достоинствам зубчатых передач следует отнести постоянство передаточного отношения и возможность осуществления его в широких пределах; высокий КПД; применение в широком диапазоне нагрузок и скоростей; долговечность и надежность в работе; малые габариты по сравнению с другими типами передач при равных условиях; сравнительно небольшие нагрузки на валы и опоры; относительную простоту и экономичность изготовления.

Недостатки: необходимость высокой точности монтажа колес; шум при работе (особенно на больших скоростях); невозможность бесступенчатого изменения передаточного отношения; незащищенность от перегрузок; возможность возникновения значительных динамических нагрузок из-за вибраций, источником которых являются неточные изготовление и (или) сборка; несбалансированность [6, 18, 19].

3.2. Основные геометрические параметры эвольвентного зацепления

Зубчатые колеса эвольвентного профиля, используемые в машиностроении, имеют исходный контур, регламентированный ГОСТ13755-81. Он представляет собой прямобоочный реечный контур со следующими параметрами: $\alpha = 20^\circ$ – угол главного профиля; $h_a^* = 1$ – коэффициент головки зуба; $c^* = 0,25$ – коэффициент радиального зазора в зацеплении; $h_f^* = (h_a^* + c^*) = 1,25$ – коэффициент ножки зуба; $\rho_f^* = 0,38$ – коэффициент радиуса переходной кривой. Для уменьшения недостатков эвольвентного зацепления и улучшения работы зубчатой передачи допускается применять модификацию теоретического профиля зуба и даже отступать от принятых стандартных значений коэффициентов.

Модификация поверхности зуба – преднамеренное отклонение поверхности зуба от главной (теоретической); применяют модификацию головки и ножки зуба, продольную модификацию (бочкообразный зуб) и др.

Кроме того, используют корригированные колеса – колеса, нарезанные с положительным или отрицательным смещением инструмента $\Delta = \pm x \cdot m$, где x – коэффициент смещения исходного контура. Обычно x заключен в пределах: $-1 \leq x \leq 1$, но могут быть использованы значения, не принадлежащие указанному промежутку [1, 6].

Основные термины, обозначения и их определения даны в следующих стандартах: ГОСТ 16530-83, ГОСТ 16531-83, ГОСТ 16532-83 – для передач внешнего зацепления; ГОСТ 19274-73 – для передач внутреннего зацепления.

На рис. 3.2 показаны основные геометрические параметры цилиндрического зацепления.

В табл. 3.1 и 3.2 указаны расчетные формулы для определения основных геометрических параметров.

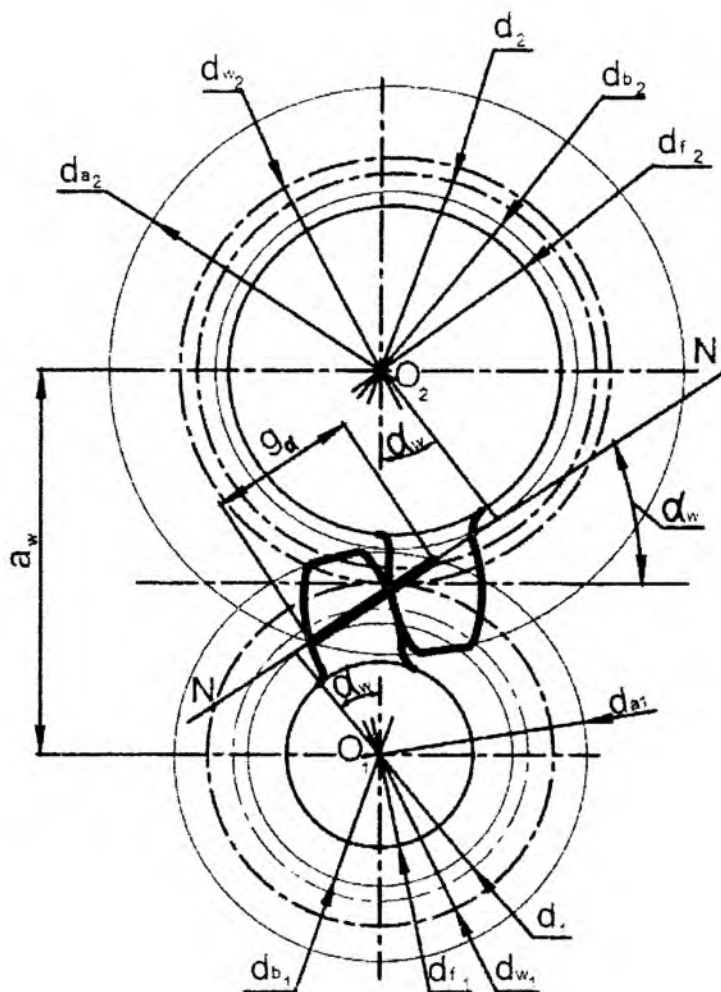


Рис. 3.2. Внешнее эвольвентное зацепление сопряженных профилей:

a_w – действительное межосевое расстояние; d_1, d_2 – диаметры делительных окружностей; d_{w1}, d_{w2} – диаметры начальных окружностей; d_{b1}, d_{b2} – диаметры основных окружностей; d_{f1}, d_{f2} – диаметры окружностей впадин; d_{a1}, d_{a2} – диаметры окружностей вершин; NN – предельная линия зацепления-геометрическое место расположения точек зацепления сопряженных профилей (NN является касательной к основным окружностям и проходит через полюс зацепления); g_a – активная линия зацепления образована пересечением NN с окружностями вершин колес; α_w – угол зацепления (угол между линией NN и касательной к начальным окружностям в полюсе зацепления); TT – касательная к профилям зубцов, перпендикулярная линии зацепления NN в полюсе зацепления

Таблица 3.1

Уравнения для расчета геометрических параметров цилиндрических колес и передач внешнего зацепления

№ п/п	Наименование параметра	Расчетные уравнения
1	2	3
1	Диаметры делительных окружностей d_1, d_2	$d_1 = \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos \beta}, d_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \beta}$
2	Делительное межосевое расстояние a	$a = \frac{z_\Sigma \cdot m_n}{2 \cos \beta}$, где $z_\Sigma = z_1 + z_2$

1	2	3
3	Межосевое расстояние a_w	$a_w = \frac{z_\Sigma \cdot m_n}{2 \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}$
4	Угол профиля в торцовом сечении α_t	$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \text{ где } \alpha = 20^\circ$
5	Угол зацепления α_{tw}	$\cos \alpha_{tw} = \frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t$
6	Эвольвентная функция угла зацепления (инволюта)	$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \frac{2x_\Sigma}{z_\Sigma} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha_t$
7	Коэффициент суммы смещений x_Σ	$x_\Sigma = x_1 + x_2 = \frac{z_\Sigma (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t)}{2 \operatorname{tg} \alpha}$
8	Диаметры начальных окружностей d_{w1}, d_{w2}	$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1}, \quad d_{w2} = \frac{2a_w \cdot u}{u+1}$
9	Коэффициент воспринимаемого смещения y	$y = \frac{a_w - a}{m_n} = \frac{a_w - 0,5m_n \cdot z_\Sigma}{m_n}$
10	Коэффициент уравнивающего смещения Δy	$\Delta y = x_\Sigma - y$
11	Диаметры окружностей вершин зубьев d_{a1}, d_{a2}	$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2m_n(h_a^* + x_1 - \Delta y); \\ d_{a2} &= d_2 + 2m_n(h_a^* + x_2 - \Delta y) \end{aligned}$
12	Диаметры окружностей впадин зубьев d_{f1}, d_{f2}	$\begin{aligned} d_{f1} &= d_1 - 2m_n(h_a^* + c^* - x_1); \\ d_{f2} &= d_2 - 2m_n(h_a^* + c^* - x_2) \end{aligned}$
13	Рабочая ширина венца b_w	$b_w = \psi_{ba} \cdot a_w \text{ или } b_w = \psi_{ba'} \cdot d_{w1}$
14	Угол наклона линии зуба на основной окружности β_b	$\begin{aligned} \sin \beta_b &= \sin \beta \cdot \cos \alpha; \\ \cos \beta_b &= \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_t} \cdot \cos \beta \end{aligned}$
15	Диаметр основной окружности d_b	$d_b = d \cdot \cos \alpha_t$
16	Осевой шаг p_x	$p_x = \frac{p_n}{\sin \beta } = \frac{m_n}{\sin \beta } \cdot \pi$
17	Коэффициент торцового перекрытия ε_α	$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \\ &= \frac{z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2\pi} \end{aligned}$
18	Коэффициент осевого перекрытия ε_β	$\varepsilon_\beta = b_w / p_x$
19	Коэффициент перекрытия ε_γ	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$
20	Постоянная хорда $\bar{s}_c$	$\bar{s}_c = m_n(0,5\pi \cdot \cos^2 \alpha + x \cdot \sin 2\alpha)$
21	Высота зуба до постоянной хорды $\bar{h}_c$	$\bar{h}_c = 0,5(d_a - d - \bar{s}_c \cdot \operatorname{tg} \alpha)$
22	Длина общей нормали W	$W = [\pi(z_{nr} - 0,5) + 2x \operatorname{tg} \alpha + z \operatorname{inv} \alpha_t] m_n x \cos \alpha$
23	Расчетное число зубьев в длине общей нормали z_{nr} : для косозубых колес для прямозубых колес	$\begin{aligned} z_{nr} &= \frac{z}{\pi} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_x}{\cos^2 \beta_b} - \frac{2x \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z} - \operatorname{inv} \alpha_t \right) + 0,5; \\ z_{nr} &= \frac{z}{\pi} \left(\operatorname{tg} \alpha_w - \frac{2x \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z} - \operatorname{inv} \alpha_t \right) + 0,5 \end{aligned}$

Уравнения для расчета геометрических параметров цилиндрических колес и передач внутреннего зацепления

№ п/п	Наименование параметра	Расчетные уравнения
1	2	3
1	Диаметры делительных окружностей d_1, d_2	$d_1 = \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos \beta}, d_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \beta}$
2	Делительное межосевое расстояние a	$a = \frac{z_{\Sigma} \cdot m_n}{2 \cos \beta}$, где $z_{\Sigma} = z_2 - z_1$
3	Межосевое расстояние a_w	$a_w = \frac{(z_2 - z_1) \cdot m_n}{2 \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}$
4	Угол профиля в торцовом сечении α_t	$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$, где $\alpha = 20^\circ$
5	Угол зацепления α_{tw}	$\cos \alpha_{tw} = \frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t$
6	Эвольвентная функция угла зацепления (инволюта)	$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \frac{2x_d}{(z_2 - z_1)} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha_t$
7	Коэффициент разности смещений x_d	$x_d = x_2 - x_1 = \frac{z_{\Sigma} (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t)}{2 \operatorname{tg} \alpha}$
8	Диаметры начальных окружностей d_{w1}, d_{w2}	$d_{w1} = \frac{2a_w}{u - 1}, d_{w2} = \frac{2a_w \cdot u}{u - 1}$
9	Коэффициент воспринимаемого смещения y	$y = \frac{a_w - a}{m_n} = \frac{a_w - 0,5m_n \cdot z_{\Sigma}}{m_n}$
10	Угол станочного зацепления колеса с долбяком $\operatorname{inv} \alpha_{tw02}$	$\operatorname{inv} \alpha_{tw02} = \frac{2(x_2 - x_{02})}{(z_2 - z_{02})} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha_t$
11	Межосевое расстояние в станочном зацеплении колеса с долбяком a_{w02}	$a_{w02} = \frac{(z_2 - z_{02}) \cdot m_n}{2 \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw02}}$
12	Коэффициент воспринимаемого смещения в станочном зацеплении колеса с долбяком y_{02}	$y_{02} = \frac{a_{w02}}{m_n} - \frac{z_2 - z_{02}}{2 \cos \beta}$
13	Коэффициент уравнивающего смещения Δy	$\Delta y = x_d - y$
14	Вспомогательная величина при $x_2 < 2$	$k_2 = 0,25 - 0,125x_2$
15	Коэффициент уравнивающего смещения в станочном зацеплении колеса с долбяком Δy_{02}	$\Delta y_{02} = x_2 - x_{02} - y_{02}$
16	Диаметры окружностей вершин зубьев d_{a1}, d_{a2}	$da_1 = d_1 + 2m_n(h_a^* + x_1 + \Delta y - \Delta y_{02});$ $da_2 = d_2 - 2m_n(h_a^* - x_2 + \Delta y - k_2)$
17	Диаметры окружностей впадин зубьев d_{f1}, d_{f2} (без учета нарезаемого инструмента)	$df_1 = d_1 - 2m_n(h_a^* + c^* - x_1);$ $df_2 = d_2 + 2m_n(h_a^* + c^* + x_2)$

1	2	3
18	Рабочая ширина венца b_w	$b_w = \psi_{ba} \cdot a_w$
19	Угол наклона линии зуба на основной окружности β_b	$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha;$ $\cos \beta_b = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_t} \cdot \cos \beta$
20	Диаметр основной окружности d_b	$d_b = d \cdot \cos \alpha_t$
21	Угол профиля зуба в точке на окружности вершин α_a	$\cos \alpha_a = d_b / d_a$
22	Коэффициент торцового перекрытия ε_α	$\varepsilon_\alpha =$ $= \frac{z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1} - z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2} + (z_2 - z_1) \operatorname{tg} \alpha_{aw}}{2\pi}$
23	Коэффициент осевого перекрытия ε_β	$\varepsilon_\beta = b_w / p_x$
24	Коэффициент перекрытия ε_γ	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$

Полюс зацепления – точка или одна из точек касания начальных поверхностей зубчатых колес передачи.

Начальными называются окружности, которые в процессе зацепления перекатываются друг по другу. У отдельно взятого зубчатого колеса не существует начальной окружности, а у пары колес может быть множество начальных окружностей.

Межосевое расстояние a_w – сумма радиусов начальных окружностей сопрягаемых колес: $a_w = (d_{w1} + d_{w2})/2$. Стандартные значения межосевых расстояний указаны в табл. 3.3.

Делительной называется окружность, по которой обкатывается инструмент при нарезании колес. Окружной шаг и угол зацепления колеса на этой окружности равны шагу и углу профиля инструментальной рейки. Делительная окружность является базовой для определения размеров зубьев цилиндрического зубчатого колеса.

Диаметр делительной окружности: $d = m_t \cdot z = m_n \cdot z / \cos \beta$, где m_t и m_n – окружной и нормальные модули зубчатого колеса, соответственно, z – число зубьев, β – угол наклона зуба.

Модуль зацепления – отношение шага к числу π , то есть $m = p / \pi$.

Шаг – расстояние между одноименными профилями соседних зубьев. Различают окружной p_t , нормальный p_n и осевой p_x шаги. Обычно шаги измеряются по одной из соосных цилиндрических поверхностей – делительной, основной или др. Если поверхность, на которой измеряется шаг, отличается от делительной, в обозначении появляется дополнительный индекс: например, p_{tb} – окружной шаг на основной поверхности. Для косозубых цилиндрических колес шаги связаны между собой зависимостью: $p_t = p_n / \cos \beta$. Соответственно $m_t = m_n / \cos \beta$. Для m_n существует стандартный ряд значений (см. табл. 3.4). $p_x = p_n / \sin |\beta|$, $m_a = m_n / \sin |\beta|$.

Делительное межосевое расстояние $a = (d_1 + d_2)/2$.

Если зубчатая пара нарезана без угловой коррекции, то $d_1 = d_{w1}$, $d_2 = d_{w2}$, $a = a_w$.

Основная окружность та, разверткой которой является кривая эвольвента. По кривой эвольвенте очерчен зуб передачи.

3.3. Кинематика зубчатых передач

Передаточное отношение i , если особо не оговаривается, – это отношение угловой скорости (ω_1) или частоты вращения (n_1) ведущего звена к угловой (ω_2) скорости или частоте вращения (n_2) ведомого звена.

Для колес с параллельными осями передаточное отношение имеет знак «+» или «-» [6, 21]:

$$i = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{n_1}{n_2}.$$

У зубчатой пары внешнего зацепления колеса вращаются в разных направлениях, поэтому передаточное отношение отрицательное, у пары внутреннего зацепления – положительное, так как звенья вращаются в одном направлении. Для понижающих передач (редукторов) $|i| > 1$, для повышающих (мультипликаторов) – $|i| < 1$.

Согласно теореме плоского зацепления (*теореме Виллиса*), которая доказывает, что общая нормаль в точке касания элементов высшей кинематической пары, передающей вращение между параллельными осями, делит межосевое расстояние на части, обратно пропорциональные угловым скоростям; передаточное отношение можно рассчитывать, используя геометрические параметры – радиусы, диаметры или число зубьев. Отношение геометрических параметров обратно пропорционально отношению кинематических параметров:

$$\left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Общее передаточное отношение многоступенчатых механизмов рассчитывается как произведение передаточных отдельных ступеней

$$i_{\text{общ}} = \pm i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_n.$$

Передаточное число u – отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни. Число u всегда положительная величина, большая или равная единице:

$$u = \frac{z_{\text{кол}}}{z_{\text{шест}}} \geq 1.$$

Для понижающих передач $|i| = u$, для повышающих передач $|i| = 1/u$.

Окружная скорость колес определяется по формуле

$$v = \frac{\pi \cdot d_w \cdot n}{60},$$

где d_w – диаметр начальной окружности соответствующего зубчатого колеса;

n – частота вращения этого колеса.

3.4. Расчет цилиндрических зубчатых передач

3.4.1. Выбор материала и способа упрочнения колес

Выделяют шесть основных групп сталей для изготовления зубчатых колес с учетом способа упрочнения и получаемой при этом средней твердости поверхности зуба (табл. 3.5) [5, 6, 12, 19]:

I группа: стали 40, 45, 40Х, 40ХН; 50ХМ; 35ХМА и др.

Термообработка шестерни и колеса – улучшение (или нормализация) до твердости: 265–305 НВ (230–260 НВ) – шестерня; 220–260 НВ (200–230 НВ) – колесо;

Рекомендуется $H_{ш} - H_k = (20-70)$ НВ, где $H_{ш}$, H_k – твердость шестерни и колеса соответственно.

II группа: стали 40Х, 40ХН; 35 ХМ и др.

Термообработка шестерни – улучшение и закалка токами высокой частоты (ТВЧ); $H_{ш} = (42-52)$ HRC; колеса – улучшение, $H_k = (265-305)$ НВ.

III группа: стали 40Х, 40ХН, 35ХМ и др.

Термообработка шестерни и колеса – улучшение и закалка ТВЧ.

Твердость шестерни и колеса $H = (42-52)$ HRC, причем разность в твердостях $H_{ш} - H_k = (4-6)$ HRC.

IV группа: колесо выполнено из стали III группы – улучшение и закалка ТВЧ, шестерня – из цементуемых сталей 18ХГТ, 20Х, 25ХГТ и др.

Метод упрочнения – улучшение, цементация с последующей закалкой и низким отпускком; $H_{ш} = (52-62)$ HRC.

V группа: стали 18ХГТ, 20Х, 20 ХГР, 25ХГТ, 25 ХГМ; 20Х2Н4А.

Упрочнение – улучшение, цементация или нитроцементация с последующей закалкой $H = (54-63)$ HRC; $H_{ш} - H_k = (4-6)$ HRC.

VI группа: стали 20ХЗМВФ, 30ХЗМФ, 40ХФА – азотирование до твердости поверхности $H = (550-750)$ НВ; сталь 38Х2МЮА – азотирование до твердости поверхности $H = (750-950)$ НВ.

Для легированных сталей первой группы может применяться объемная ступенчатая закалка ($H = 50-58$ HRC) или изотермическая ступенчатая закалка ($H = 42-46$ HRC).

Выбор группы материала производится в зависимости от величины нагрузки на передачу (T_2) и требований к габаритам передачи (чем выше

твердость поверхности зуба при равных условиях эксплуатации, тем геометрические параметры передачи меньше).

В настоящее время широкое распространение получили планетарные механизмы, особенно в приводах мобильных машин: редукторы мотор-колес, конечные передачи тракторов и грузовых автомобилей, гидромеханические передачи и т. д. Для зубчатых колес таких высоконагруженных механизмов применяют цементуемые стали 20ХНЗА, 12ХНЗА, 20Х2Н4А (солнечные шестерни и сателлиты), а также стали типа 60ПП, 40Х, 40 ХН с закалкой ТВЧ (для всех колес передачи). Иногда для изготовления эпициклического зубчатого колеса используют азотируемую сталь 38Х2МЮА [6].

3.4.2. Определение допускаемых напряжений для расчета зубчатых колес

Все расчеты проводятся по ГОСТ 21354-87 [14].

Расчет допускаемого контактного напряжения, не вызывающего контактной усталости материала:

$$\sigma_{HP} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot Z_N, \quad (3.1)$$

где 0,9 – произведение пяти коэффициентов, учитывающих влияние вязкости смазочного материала, размера колес, шероховатости активных поверхностей зубьев, окружной скорости, перепада твердости материалов сопряженных колес;

σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости поверхностей зубьев при базовом числе циклов напряжений:

$\sigma_{Hlimb} = 2 \cdot H_{HB} + 70$, МПа, если $H \leq 350$ HB – нормализация или улучшение;

$\sigma_{Hlimb} = 17 \cdot H_{HRC} + 200$, МПа, если $H = (38-52)$ HRC – объемная и поверхностная закалка;

$\sigma_{Hlimb} = 23 \cdot H_{HRC}$, МПа, если $H = (54-63)$ HRC – цементация и нитроцементация;

$\sigma_{Hlimb} = 1050$ МПа, если $H = (550-750)$ HV – азотирование;

S_H – коэффициент запаса прочности:

$S_H = 1,1$ для зубчатых колес с однородной структурой материала;

$S_H = 1,2$ для зубчатых колес с поверхностным упрочнением. При необходимости значения могут быть увеличены до $S_H = 1,25$ и $S_H = 1,35$, соответственно;

Z_N – коэффициент долговечности:

$$Z_N = q_h \sqrt{\frac{N_{Hlim}}{N_{HE}}}, \quad (3.2)$$

где N_{Hlim} – базовое число циклов перемены напряжений: $N_{Hlim} = 30(H_{HB})^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6$ циклов;

N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений при изменении нагрузки T_i в течение времени L_{hi} :

$$N_{HE} = \frac{60 \cdot c}{T_{\max}^3} \left(T_{\max}^3 L_{h1} \cdot n_1 + T_2^3 L_{h2} \cdot n_2 + \dots + T_i^3 L_{hi} \cdot n_i \right), \quad (3.3)$$

где c – число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым;

L_{hi} – время работы передачи на i -м режиме в часах ($L_h = L_{\text{год}} \cdot 365 \times K_{\text{год}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}}$;

где $L_{\text{год}}$ – срок службы передачи в годах;

$K_{\text{год}}$ – коэффициент использования передачи в год;

$K_{\text{сут}}$ – коэффициент использования в сутки);

n_i – частота вращения рассчитываемого колеса на i -м режиме, i – число ступеней нагружения.

Если $N_{HE} > N_{Hlim}$, то $q_h = 20$ и $0,75 \leq Z_N < 1$.

Если $N_{HE} \leq N_{Hlim}$, то $q_h = 6$ и $1 \leq Z_N \leq 2,6$ – для однородной структуры материалов и $1 \leq Z_N \leq 1,8$ – для поверхностного упрочнения.

Для дальнейших расчетов у прямозубых передач принимают меньшее из двух напряжений, а для косозубых и шевронных определяют

$$\sigma_{HP\text{расч}} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \geq \sigma_{HP\min}.$$

Если полученное по данной формуле значение меньше σ_{HP1} или σ_{HP2} , то за расчетное, как и в прямозубых, принимается меньшее напряжение при выполнении условия $\sigma_{HP} < 1,23 \cdot \sigma_{HP\min}$.

Расчет допускаемых напряжений изгиба

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\limb}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_\delta, \quad (3.4)$$

где $\sigma_{F\limb} = \sigma_{F\limb} \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A$ – предел выносливости зубьев при изгибе, МПа;

$\sigma_{F\limb}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений; $\sigma_{F\limb} = 1,7 \cdot H_{HB}$, [МПа] – для зубчатых колес без поверхностного упрочнения, для остальных – значения выбираются по табл. 3.5;

S_F – коэффициент запаса прочности на изгиб: $S_F = 1,4$ – $1,7$;

Y_T – коэффициент, учитывающий технологию изготовления; $Y_T = 1$, принимается меньше 1, если имеются отклонения в технологии (табл. 14–17 [14]; здесь и далее все показатели приведены по этому источнику);

Y_Z – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса: поковка и штамповка – $Y_Z = 1$; прокат – $Y_Z = 0,9$; литые заготовки – $Y_Z = 0,8$;

Y_g – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба; для нешлифованной переходной поверхности принимают $Y_g = 1$, в других случаях – согласно указанному источнику;

Y_d – коэффициент, учитывающий влияние деформированного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности; если этого нет, то $Y_d = 1$;

Y_A – коэффициент, учитывающий двухстороннее приложение нагрузки, который при одностороннем приложении нагрузки принимается $Y_A = 1$; при двустороннем – $Y_A = 0,65–0,9$, причем меньшие значения – для нормализованных колес, большие – для азотированных;

Y_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса: $Y_X = 1,05 – 0,000125d$;

Y_δ – коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжения: $Y_\delta = 1,082 – 0,172 \lg m$;

Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности: для шлифования и зубофрезерования при $R_z \leq 40$ мкм $Y_R = 1$, для полирования в зависимости от способа термического упрочнения принимают $Y_R = 1,05–1,2$.

Y_N – коэффициент долговечности:

$$Y_N = q_f \sqrt{\frac{N_{F\lim}}{N_{FE}}} \geq 1, \quad (3.5)$$

где $N_{F\lim}$ – базовое число циклов перемены напряжений при изгибе: $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$ циклов (для сталей);

N_{FE} – эквивалентное число циклов напряжений при переменной нагрузке:

$$N_{FE} = 60 \cdot L_h \cdot \left(\left(\frac{T_{\max}}{T_1} \right)^{q_F} \cdot \frac{L_{h1}}{L_h} \cdot n_1 + \left(\frac{T_{\max}}{T_2} \right)^{q_F} \cdot \frac{L_{h2}}{L_h} \cdot n_2 + \dots \right), \quad (3.6)$$

где s – число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым;

L_h – ресурс привода в часах;

n_i – частота вращения рассчитываемого колеса на соответствующем режиме;

показатель степени q_f принимает значения: $q_f = 6$ для зубчатых колес с однородной структурой материала, включая закаленные при нагреве ТВЧ и колеса со шлифованной переходной поверхностью, и $q_f = 9$ для азотированных, цементованных, нитроцементованных зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью.

Расчет ведется по тому из колес пары, для которого меньше отношение

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} \text{ или } \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}},$$

где Y_{FS} – коэффициент формы зуба (определяется по графикам рис. 3.9 – по эквивалентному числу зубьев).

3.4.3. Проектировочный расчет

Проектировочный расчет заключается в определении одного из геометрических параметров передачи по условию прочности, чаще всего межосевого расстояния или начального диаметра одного из зубчатых колес. Для закрытых цилиндрических передач из условия контактной прочности определяем межосевое расстояние:

$$a_w = K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{\sigma_{HP}^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (3.7)$$

где u – передаточное число («+» – для передач внешнего зацепления, «-» – для внутреннего зацепления);

K_a – коэффициент, учитывающий тип передачи, для прямозубых передач $K_a = 495$, для косозубых и шевронных – $K_a = 430$;

T_2 – момент на ведомом звене, Н·м;

σ_{HP} – расчетное допускаемое напряжение, МПа;

ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию выбирается по рекомендациям из стандартного ряда: $\psi_{ba} = b_{w2} / a_w$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца (длине зуба); определяется по графикам в зависимости от твердости колес, схем расположения относительно опор и коэффициента ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = b_{w2} / d_{w1} = 0,5\psi_{ba} \cdot (u \pm 1). \quad (3.8)$$

Выбор коэффициента ширины колеса относительно межосевого расстояния ψ_{ba} осуществляется из ряда стандартных чисел: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8 в зависимости от положения колес относительно опор [5, 12, 14, 19]:

при симметричном расположении $\psi_{ba} = 0,315\text{--}0,4$;

при несимметричном расположении $\psi_{ba} = 0,25\text{--}0,315$;

при консольном расположении одного или обоих колес $\psi_{ba} = 0,2\text{--}0,25$;

для шевронных передач $\psi_{ba} = 0,4\text{--}0,63$;

для колес коробок передач $\psi_{ba} = 0,1\text{--}0,2$ (меньшее значение ψ_{ba} для передач с твердостью зубьев $\geq 45 \text{ HRC}$).

Полученное значение межосевого расстояния можно округлять до стандартной (см. табл. 3.3) или требуемой техническими условиями величины.

Определяем ширину колеса b_{w2} : $b_{w2} = a_w \cdot \psi_{ba}$ – значение следует округлить до ближайшего целого или по ряду нормальных линейных значений.

Ширина шестерни b_{w1} : $b_{w1} = b_{w2} + (2-6)$ мм.

Определяем нормальный модуль m_n по рекомендациям и округляем до стандартных значений (см. табл. 3.4):

для зубчатых колес без поверхностного упрочнения:

$$m_n = (0,01-0,02) \cdot a_w, \text{ мм};$$

для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев:

$$m_n = (0,016-0,036) \cdot a_w, \text{ мм}.$$

Для косозубых колес минимальный угол наклона зуба:

$$\beta_{\min} = \arcsin (4 \cdot m_n / b_{w2}).$$

Для косозубых – $\beta_{\min} = 8-18^\circ$ (для некоррегированных колес), для шевронных можно предварительно принимать $\beta_{\min} = 25^\circ$.

Суммарное число зубьев передачи (значение z_Σ округляется до целого):

$$z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2 \cdot a_w \cdot \cos \beta_{\min} / m_n.$$

Диаметры делительных окружностей (для зубчатых колес, нарезанных без угловой коррекции диаметры делительных и начальных окружностей совпадают $d = d_w$):

$$d_{w1(w2)} = d_{1(2)} = m_n \cdot z_{1(2)} / \cos \beta.$$

Расчет остальных геометрических параметров (например, окружностей вершин $d_{a1(a2)}$ и впадин $d_{f1(f2)}$ зубчатых колес с учетом коэффициентов смещения инструмента x_1 и x_2) производится по табл. 3.1 и 3.2.

Проверяем межосевое расстояние:

$$a_w = (d_{w1} + d_{w2}) / 2.$$

Для открытых передач первоначально из условия изгибной прочности определяется нормальный модуль (расчет производится по шестерне):

$$m_n \geq K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{\sigma_{FP} \cdot z_1^2 \cdot \psi_{\delta d}}}, \quad (3.9)$$

где K_m – вспомогательный коэффициент, который принимается: для прямозубых передач – $K_m = 14$; для косозубых при $\epsilon_\beta > 1$ и шевронных – $K_m = 11,2$; для косозубых при $\epsilon_\beta \leq 1$ $K_m = 12,5$;

T_1 – момент на ведущем звене;

z_1 – число зубьев шестерни, принимается ориентировочно $z_1 = 20-30$;

тогда $z_2 = z_1 \cdot u$;

Y_{FS} – коэффициент формы зуба определяется по графику в зависимости от числа зубьев эквивалентного зубчатого колеса $z_{v1(v2)} = z_{1(2)} / \cos^3 \beta$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент выбирается по графикам в зависимости от твердости, схемы расположения колес и значения ψ_{bd} (см. рис. 3.11). Дальнейшие расчеты аналогичны вышеуказанным для закрытых передач.

3.4.4. Усилия в зацеплении цилиндрических прямозубых и косозубых колес

В зацеплении косозубых колес возникают окружные, радиальные и осевые усилия (соответственно F_t , F_r , F_a). Направление усилий зависит от направления вращения зубчатых колес (по часовой стрелке или против часовой стрелки) и направления наклона зуба (правое или левое). Варианты зацеплений показаны на рис. 3.3.

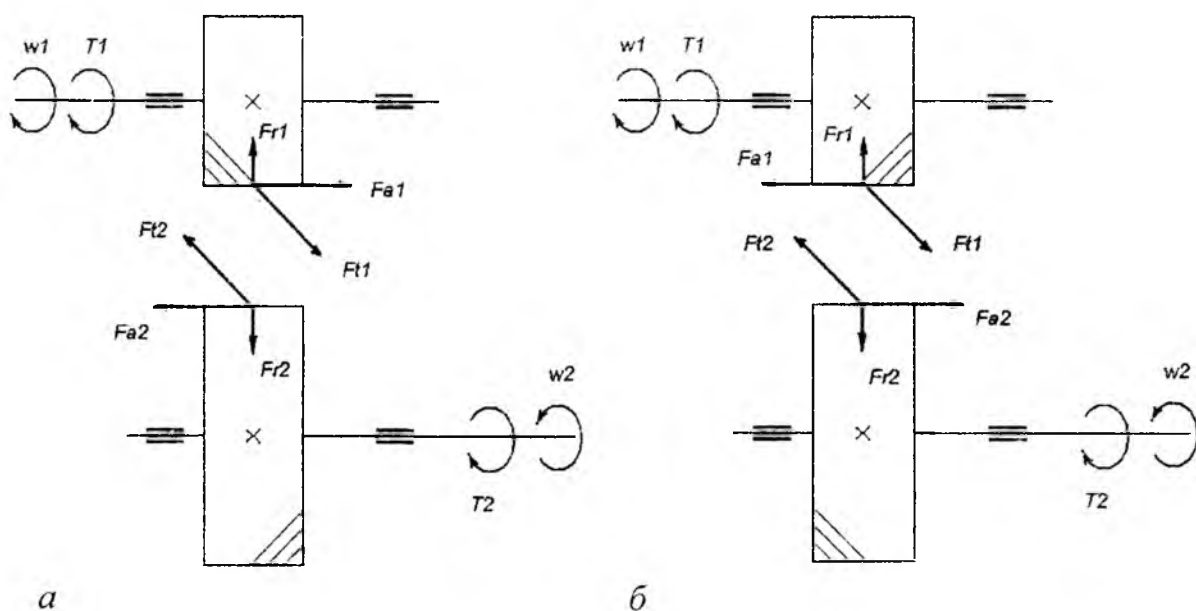


Рис. 3.3. Усилия в зацеплении цилиндрической косозубой передачи:

а – шестерня имеет правое направление наклона зуба;

б – шестерня имеет левое направление наклона зуба

В цилиндрических зубчатых колесах все одноименные силы уравновешивают друг друга (считаются попарно равными).

Значения сил определяются по следующим формулам [1]:

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_2 / d_{w2};$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{wn} + \rho) / \cos\beta;$$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}\beta, \quad (3.10)$$

где F_t , F_r , F_a – соответственно окружное, радиальное и осевое усилия;
 d_w – начальный диаметр;
 α_{wn} – угол зацепления в нормальном сечении;
 ρ – угол трения ($\rho \approx 3-5^\circ$);
 β – угол наклона зуба.

Для цилиндрических прямозубых колес, у которых $\beta = 0^\circ$, формулы приобретают следующий вид:

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_2 / d_{w2}; \quad F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_w + \rho), \quad (3.11)$$

где α_w – угол зацепления.

Следует помнить, что в упрощенных расчетах угол трения не учитывается.

3.4.5. Расчет по напряжениям изгиба

При определении σ_F – расчетного напряжения изгиба, делаются следующие допущения.

1. Вся нагрузка зацепления прямозубыми колесами передается одной парой зубьев и приложена к вершине зуба (худший случай нагружения);
2. Зуб рассматривается как консольная балка, нагруженная сосредоточенной силой F_n , которая действует под углом к оси зуба. F_n вызывает в сечении зуба напряжения изгиба и сжатия. Для расчетов F_n переносят в т. О (см. рис. 3.4), которая является вершиной параболы, определяющей контур балки равного сопротивления изгибу, точки А и В касания параболы профиля зуба определяют положение опасного сечения зуба на изгиб;
3. Силы трения в зацеплении незначительны, поэтому F_n не отклоняется от своей линии действия, которая лежит на линии зацепления NN ;
4. За расчетное принимается напряжение на растянутой стороне зуба, где может образоваться усталостная трещина.

$$\begin{aligned} \sigma_F = \sigma_{\text{изг}} - \sigma_{\text{сж}} &= \frac{M}{W_x} - \frac{F_r}{A} = \frac{6F_t \cdot h}{b_w \cdot s^2} - \frac{F_t \cdot \operatorname{tg}\alpha_w}{s \cdot b_w} = \frac{6F_t \cdot \mu \cdot m}{b_w \cdot (v \cdot m)^2} - \frac{F_t \cdot \operatorname{tg}\alpha_w}{v \cdot m \cdot b_w} = \\ &= \frac{F_t}{m \cdot b_w} \cdot \left(\frac{6\mu}{v^2} - \frac{\operatorname{tg}\alpha_w}{v} \right) = \frac{F_t}{m \cdot b_w} \cdot Y_{FS}. \end{aligned}$$

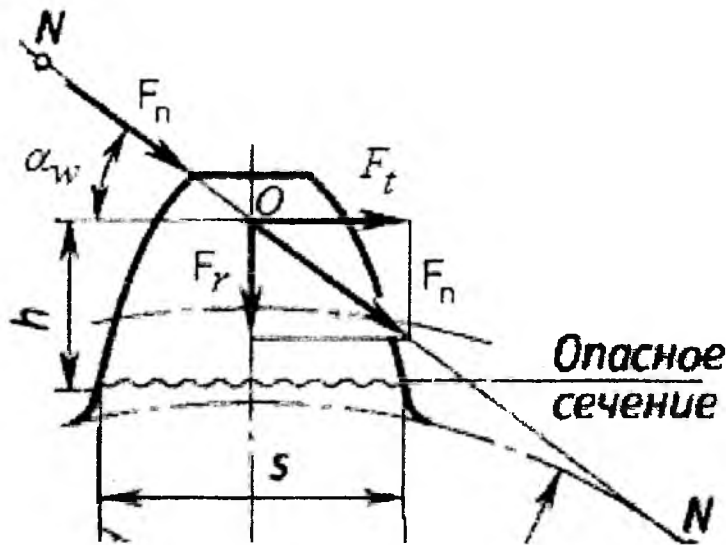


Рис. 3.4. Нагружение зуба при изгибе

Преобразовав полученное выражение с учетом возможности расчета косозубого колеса, получим:

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot \frac{F_t \cdot K_F}{b_{w2} \cdot m_n} \leq \sigma_{FP}, \quad (3.12)$$

где Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, определяется по графикам (см. рис. 3.9) в зависимости от эквивалентного числа зубьев колес ($z_V = z / \cos^3 \beta$);

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба: для прямозубых колес $Y_\beta = 1$, для косозубых и шевронных колес $Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \cdot \beta / 120^\circ$, где β – угол наклона зуба, ϵ_β – коэффициент осевого перекрытия, $\epsilon_\beta = b_{w2} \cdot \sin \beta / (\pi \cdot m_n)$;

Y_ϵ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев.

Если $\epsilon_\beta \geq 1$, то $Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha}$, $\epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 \pm 1/z_2)] \cdot \cos \beta$ – коэффициент

торцового перекрытия; если $\epsilon_\beta < 1$, то $Y_\epsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\epsilon_\alpha}$.

Для прямозубых колес $\epsilon_\beta = 0$, а $Y_\epsilon = 1$.

K_F – коэффициент расчетной нагрузки при изгибе:

$$K_F = K_A \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv},$$

где $K_A = 1$ – коэффициент внешней динамической нагрузки (не учтенной в циклограмме нагружения);

K_{Fa} – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (см. табл. 3.10);

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (см. рис. 3.11);

K_{Fv} – коэффициент внутренней динамической нагрузки в зацеплении, возникающей до зоны резонанса:

$$K_{Fv} = 1 + \frac{W_{Fv} \cdot b_{w2}}{F_t \cdot K_A}, \quad (3.13)$$

где $W_{Fv} = g_0 \cdot \delta_F \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}$ – удельная окружная динамическая сила, Н/мм;

$v = \frac{\pi \cdot d_w \cdot n}{60}$ – окружная скорость колес; u – передаточное число; g_0 –

коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса, определяется по табл. 3.9; δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев (для косозубых и шевронных передач $\delta_F = 0,06$; для прямозубых передач с модификацией головки зуба $\delta_F = 0,11$; для прямозубых передач без модификации головки $\delta_F = 0,16$).

3.4.6. Расчет на выносливость по контактным напряжениям

Формула Герца:

$$\sigma_H = Z_E \cdot \sqrt{\frac{q}{\rho_{пр}}}, \quad (3.14)$$

где $Z_E = \sqrt{\frac{E_{пр}}{2\pi \cdot (1 - \mu^2)}}$ – коэффициент, учитывающий механические свой-

ства материалов сопряженных колес, для стали $Z_E = 190-192 \text{ МПа}^{1/2}$;

$\rho_{пр}$ – приведенный радиус кривизны эвольвент;

α_w – угол зацепления;

$E_{пр}$ – приведенный модуль упругости: $E_{пр} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ – если колеса из

различных материалов; $E_{стали} \approx 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

μ – коэффициент Пуассона, $\mu = \left| \frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \right|$ – отношение относительной попе-

речной деформации к относительной продольной деформации, $\mu_{стали} \approx 0,3$;

q – расчетная нагрузка.

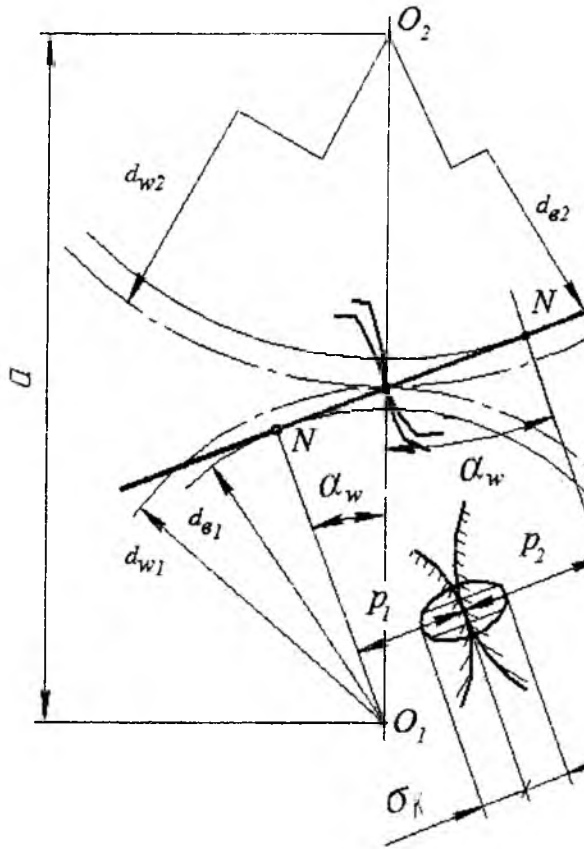


Рис. 3.5. К расчету контактных напряжений

Расчетная нагрузка определяется по формуле

$$q = \frac{F_n}{b_{w2}} \cdot K_H, \quad (3.15)$$

где $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}$ – нормальное усилие в зацеплении;

K_H – коэффициент нагрузки: $K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$; K_A – коэффициент внешней динамической нагрузки; $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (см. табл. 3.10); $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактных линий (см. рис. 3.10); K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении до зоны резонанса, рассчитывается по формуле (3.17).

$$\text{Тогда } q = \frac{F_n}{\cos \alpha_w \cdot b_{w2}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot K_A,$$

где $K_A = 1$, $K_{H\alpha} = 1$ – для прямозубых колес; $\rho_{пр}$ – приведенный радиус кривизны элементов зацепления; ρ_1 , ρ_2 – радиусы кривизны эвольвент («+» – для внешнего зацепления, «-» – для внутреннего зацепления):

$$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}.$$

Преобразовав выражения и учитывая особенности косозубых колес, получим

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t(u \pm 1) \cdot K_H}{d_{w1} \cdot b_{w2} \cdot u}} \leq \sigma_{HP}, \quad (3.16)$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, включая угол профиля:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}},$$

где $\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha_n)$ – угол наклона зуба на основной окружности;

α_n – угол профиля зуба в нормальном сечении; $\alpha_n = \alpha = 20^\circ$; α_t – угол профиля в торцовом сечении.

Для прямозубых колес $\alpha_t = \alpha = 20^\circ$; $Z_H = 2,495$; для косозубых колес $\alpha_t = \alpha_{tw} = \arctg(\operatorname{tg} \alpha / \cos \beta)$.

Z_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев в процессе работы (непрерывность зацепления). Для прямозубых колес $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$;

для косозубых колес: если $\varepsilon_\beta \geq 1$, то $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$;

если $\varepsilon_\beta < 1$, то $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha) \cdot (1 - \varepsilon_\alpha)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}$.

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении до зоны резонанса:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{W_{H\beta} \cdot b_{w2}}{F_t \cdot K_A}. \quad (3.17)$$

где $W_{H\beta}$ – удельная окружная динамическая сила, Н/мм:

$$W_{H\beta} = g_0 \cdot \delta_H \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}},$$

где g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса, определяется по табл. 3.9;

δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (см. табл. 3.8).

Расчетное напряжение должно удовлетворять условию:

$$0,9 \cdot \sigma_{HP} \leq \sigma_H \leq 1,05 \cdot \sigma_{HP}.$$

По принятым в машиностроении нормам допускаются отклонения + 5 % (перегрузка) и – 10 % (недогрузка).

Если отклонение выходит за указанные пределы, то размеры и другие параметры необходимо корректировать: рекомендуется в небольших пределах изменить ширину колеса (при перегрузках – увеличить, при недогрузках – уменьшить) и межосевое расстояние; выбрать другой вид упрочнения поверхностей зубьев, то есть изменить твердость рабочей поверхности зубьев.

3.4.7. Проверка прочности зубьев при перегрузках

Для предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения поверхностей зубьев необходимо выполнить условие [10, 19]:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{1H}}} \leq \sigma_{HP \max}, \quad (3.18)$$

где σ_H – рассчитанное по формуле (3.16) напряжение;

$T_{\text{пик}}$ – возможная кратковременная перегрузка (момент), подводимая к передаче;

T_{1H} – расчетный момент при определении контактной выносливости;

$\sigma_{HP \max}$ – предельное допускаемое напряжение: $\sigma_{HP \max} = 2,8 \sigma_T$ – при нормализации, улучшении или объемной закалке; $\sigma_{HP \max} = 40 \text{ HRC}$ – при закалке ТВЧ или цементации; $\sigma_{HP \max} = 3 \text{ HV}$ – при азотировании зубьев;

σ_T – предел текучести материала зубчатых колес.

Для предотвращения хрупкого разрушения зубьев или остаточных деформаций должно выполняться условие:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\text{пик}}}{T_{1F}} \leq \sigma_{FP \max}, \quad (3.19)$$

где σ_F – рассчитанное по уравнению (3.12) напряжение;

T_{1F} – расчетный момент при определении изгибной выносливости;

$\sigma_{FP \max}$ – предельное допускаемое напряжение: $\sigma_{FP \max} = 0,8 \sigma_T$ – при $H \leq 350 \text{ HB}$; $\sigma_{FP \max} = 0,8 \sigma_B$ – при $H > 350 \text{ HB}$; σ_B – предел прочности материала колес.

3.5. Примеры расчета цилиндрических передач

3.5.1. Расчет цилиндрической косозубой передачи внешнего зацепления

Исходные данные.

1. Вращающий момент на колесе: $T_2 = 296,611$ Нм.
2. Частота вращения вала колеса: $n_2 = 300,043$ мин⁻¹.
3. Передаточное число: $u = 3,15$.
4. Передача неревверсивная, предназначенная для длительной работы. График нагрузки показан на рис. 3.6.
5. Жесткие требования к габаритам передачи не предъявляются. Расположение колес относительно опор – несимметричное.
6. Требуемая долговечность $L = 5$ лет; коэффициент использования в год $K_{\text{год}} = 0,8$; коэффициент использования в сутки $K_{\text{сут}} = 0,7$.

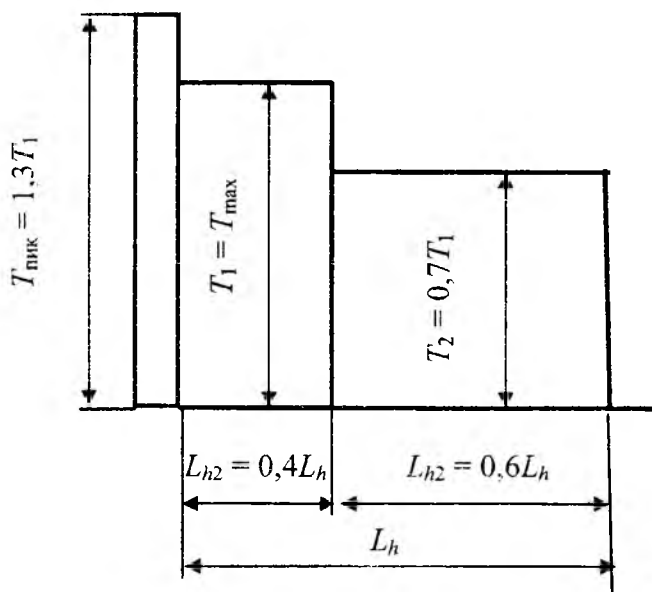


Рис. 3.6. График нагрузки

Выбор материала и способа термообработки колес.

Выбираем для изготовления шестерни и колеса передачи редуктора сталь 40Х (ГОСТ 4543–71). Термообработка – улучшение: для шестерни – до твердости $H_{HB1} = 270$ HB; для колеса – до твердости $H_{HB2} = 230$ HB (см. табл. 3.5).

Расчет допускаемых контактных напряжений (см. п. 3.4.2).

Допускаемые напряжения определяются для шестерни и колеса по формуле (3.1):

$$\sigma_{HP} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \cdot Z_N,$$

где $\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости материала, соответствующий базе испытаний и зависящий от средней твердости поверхностных слоев зубьев (см. табл. 3.6);

$$\sigma_{H \lim b1} = 2 H_{HB1} + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 2 H_{HB2} + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

S_H – коэффициент запаса прочности; для зубчатых колес с однородной структурой материала $S_H = 1,1$;

Z_N – коэффициент долговечности,

$$Z_N = q_h \sqrt{\frac{N_{H \lim}}{N_{HE}}},$$

$N_{H \lim}$ – базовое число циклов нагружений, соответствующее пределу выносливости; принимается по графику или вычисляется по формуле

$$N_{H \lim} = 30 (H_{HB})^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6,$$

$$N_{H \lim 1} = 30 \cdot (270)^{2,4} = 2,053 \cdot 10^7 \text{ циклов};$$

$$N_{H \lim 2} = 30 \cdot (230)^{2,4} = 1,397 \cdot 10^7 \text{ циклов};$$

N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, соответствующее заданному сроку службы передачи:

$$N_{HE} = \frac{60 \cdot n \cdot c \cdot L_h}{T_{\max}^3} (T_{\max}^3 L_{h1} + T_2^3 L_{h2} + \dots + T_i^3 L_{hi}),$$

где n – частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса, мин^{-1} ;
 c – число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым;
 L_h – срок службы привода, час.

$$L_h = L_{\text{год}} \cdot 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}} = 5 \cdot 365 \cdot 0,8 \cdot 24 \cdot 0,7 = 24\,528 \text{ ч.}$$

$$N_{HE2} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot (1^3 \cdot 0,4 + (0,7)^3 \cdot 0,6) =$$

$$= 60 \cdot 300,043 \cdot 24\,528 \cdot 0,6058 = 2,675 \cdot 10^8 \text{ циклов};$$

$$N_{HE1} = N_{HE2} \cdot u = 8,426 \cdot 10^8 \cdot 3,15 = 8,426 \cdot 10^8 \text{ циклов.}$$

Так как $N_{H \lim 1} < N_{HE1}$ и $N_{H \lim 2} < N_{HE2}$, то $q_h = 20$.

$$Z_{N1} = 20 \sqrt{\frac{2,053 \cdot 10^7}{84,26 \cdot 10^7}} = 0,83; \quad Z_{N2} = 20 \sqrt{\frac{1,397 \cdot 10^7}{26,75 \cdot 10^7}} = 0,863;$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{610}{1,1} \cdot 0,9 \cdot 0,83 = 414,245 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{530}{1,1} \cdot 0,9 \cdot 0,863 = 374,228 \text{ МПа}.$$

Для цилиндрической косозубой передачи принимается для расчета

$$\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) = 0,45 \cdot (414,245 + 374,228) = 354,813 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP\min} = 374,228 \text{ МПа};$$

$$\text{определим } 1,23 \cdot \sigma_{HP\min} = 1,23 \cdot 374,228 = 460,3 \text{ МПа}.$$

Так как σ_{HP} меньше минимального из двух значений σ_{HP1} и σ_{HP2} , в качестве расчетного напряжения принимаем минимальное значение $\sigma_{HP} = \sigma_{HP2} = 374,228 \text{ МПа}$.

Определение допускаемых напряжений изгиба (см. п. 3.4.2).

Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость σ_{FP} определяются по формуле (3.4):

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_\delta,$$

где $\sigma_{F\lim b}$ – предел выносливости зубьев при изгибе, МПа (см. с. 74):

$$\sigma_{F\lim b 1} = 1,75 \cdot 270 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 472,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\lim b 2} = 1,75 \cdot 230 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 402,5 \text{ МПа};$$

$$S_F - \text{коэффициент безопасности, } S_{F1} = S_{F1} = 1,7,$$

$$Y_N - \text{коэффициент долговечности, } Y_N = q_f \sqrt{\frac{N_{F\lim}}{N_K}}, \text{ но не менее } 1,$$

где $N_{F\lim}$ – базовое число циклов нагружений, для любых сталей $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$ циклов;

N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений

$$N_{FE} = 60 \cdot n \cdot L_h \cdot \left(\left(\frac{T_{\max}}{T_1} \right)^{q_f} \cdot \frac{L_{h1}}{L_h} + \left(\frac{T_{\max}}{T_2} \right)^{q_f} \cdot \frac{L_{h2}}{L_h} + \dots \right),$$

q_f – показатель степени, $q_f = 6$;

$$N_{HE2} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h = 60 \cdot 300,043 \cdot 24528 \cdot (1^6 \cdot 0,4 + (0,7)^6 \cdot 0,6) = 2,078 \cdot 10^8 \text{ циклов},$$

$$N_{HE1} = N_{HE2} \cdot u = 2,078 \cdot 10^8 \cdot 3,15 = 6,546 \cdot 10^8 \text{ циклов}.$$

Так как $N_{HE} > N_{F\lim}$, то принимаем $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$.

$$\text{Тогда } \sigma_{FP1} = 472,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 277,94 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = 402,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 236,76 \text{ МПа}.$$

Проектировочный расчет передачи (см. п. 3.4.3, с. 76).

Ориентировочное значение межосевого расстояния по формуле (3.6):

$$a_w = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{\sigma_{HP}^2 \cdot u^2 \cdot \Psi_{ba}}},$$

где K_a – вспомогательный коэффициент косозубых передач $K_a = 430$;

$T_2 = 296,611$ Нм – вращающий момент на колесе (на ведомом звене);

$u = 3,15$ – передаточное число передачи;

$K_{H\beta} = 1,07$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, принимают в зависимости от параметра Ψ_{ba} по графику (рис. 3.10):

$\Psi_{bd} = 0,5\Psi_{ba}(u + 1) = 0,5 \cdot [0,315 \cdot (3,15 + 1)] = 0,654$ – коэффициент ширины колеса относительно делительного диаметра;

$\Psi_{ba} = 0,315$ – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния принимаем из стандартного ряда чисел для несимметричного расположения колес относительно опор.

$$a_w = 430(3,15 + 1) \sqrt[3]{\frac{296,611 \cdot 1,07}{(374,228)^2 \cdot (3,15)^2 \cdot 0,315}} = 160,314 \text{ мм.}$$

Полученное ориентировочное межосевое расстояние округляем до стандартного значения (табл. 3.3). Принимаем $a_w = 160$ мм.

Нормальный модуль при принятой термообработке колес рекомендуется принимать из диапазона:

$$m_n = (0,01-0,02) \cdot a_w = (0,01-0,02) \cdot 160 = (1,6-3,2) \text{ мм.}$$

Из стандартного ряда модулей (табл. 3.4) принимаем $m_n = 3$ мм.

Рабочая ширина колеса $b_{w2} = \Psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 160 = 50,4$ мм, принимаем $b_{w2} = 50$ мм; ширина шестерни $b_{w1} = b_{w2} + (2-6) \text{ мм} = 50 + (2-6) = 52-56$ мм. Принимаем $b_{w1} = 55$ мм.

Предварительно определим минимальный угол наклона зубьев по формуле

$$\beta_{\min} = \arcsin(4 \cdot m_n / b_{w2}) = 4 \cdot 3 / 50 = 13,887^\circ.$$

Суммарное число зубьев:

$$z_\Sigma = 2 \cdot a_w \cdot \cos \beta_{\min} / m_n = 2 \cdot 160 \cdot \cos 13,887^\circ / 3 = 103,549.$$

Принимаем $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 103$.

Определим числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 :

$$z_1 = z_{\Sigma} / (u + 1) = 103 / (3,15 + 1) = 24,819;$$

принимаем $z_1 = 25$;

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 103 - 25 = 78.$$

Фактическое передаточное число $u_{\phi} = z_2 / z_1 = 78/25 = 3,12$.

Отклонение от заданного значения

$$\Delta u = (u - u_{\phi}) / u \cdot 100 \% = (3,15 - 3,12) / 3,15 \cdot 100 \% = 0,95 \% \leq 2,5 \%.$$

Для того чтобы вписать косозубую цилиндрическую передачу в заданное межосевое расстояние $a_w = 160$ мм при принятых числах зубьев зубчатых колес, уточним угол наклона зубьев:

$$\cos \beta = m_n \cdot (z_1 + z_2) / (2 \cdot a_w) = 3 \cdot 103 / (2 \cdot 160) = 0,965625;$$

$$\beta = 15,066^\circ = 15^\circ 03' 08''.$$

Определим диаметры делительных окружностей, диаметры вершин и впадин зубьев зубчатых колес:

$$d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos \beta = 3 \cdot 25 / 0,9656 = 77,67 \text{ мм};$$

$$d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos \beta = 2 \cdot 78 / 0,9656 = 242,33 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 77,67 + 2 \cdot 3 = 83,67 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 242,33 + 2 \cdot 3 = 248,33 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 77,67 - 2,5 \cdot 3 = 70,17 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 242,33 - 2,5 \cdot 3 = 234,83 \text{ мм}.$$

Выполним проверку межосевого расстояния

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (77,67 + 242,33) / 2 = 160 \text{ мм}.$$

Вычислим величину усилий, действующих в зацеплении, и изобразим схему действия сил (рис. 3.7):

$$\text{окружная } F_t = 2 \cdot T_2 / d_2 = 2 \cdot 296611 / 242,33 = 2447,99 \text{ Н};$$

$$\text{радиальная } F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 2447,99 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / 0,965625 = 922,536 \text{ Н};$$

$$\text{осевая } F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 2447,99 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ 03' 08'' = 658,981 \text{ Н}.$$

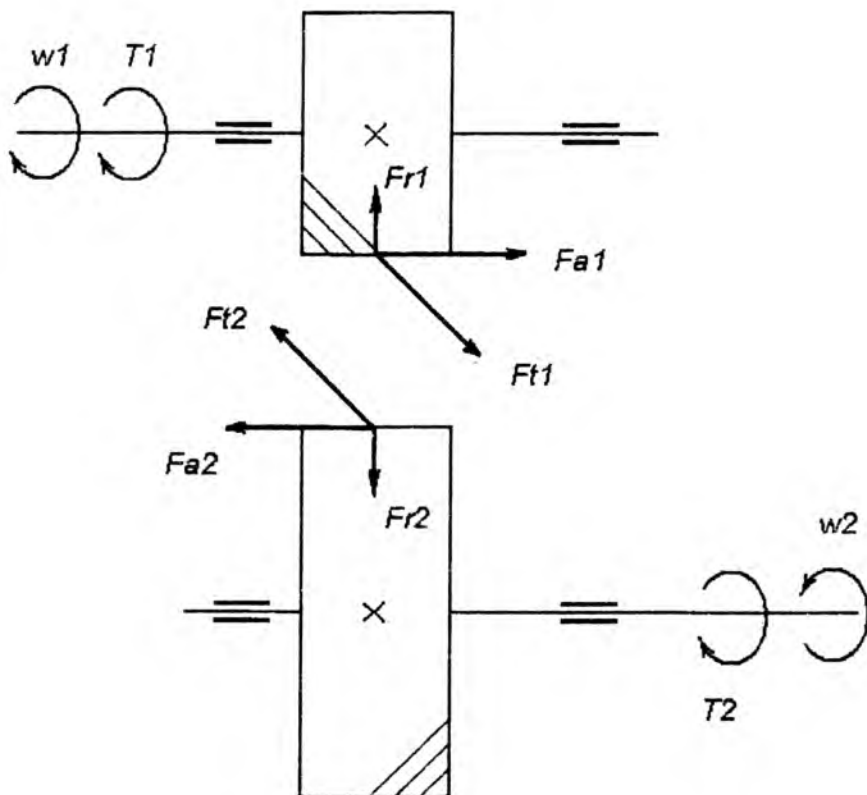


Рис. 3.7. Схема сил, действующих в косозубом цилиндрическом зацеплении

Проверочный расчет передачи на контактную выносливость (см. п. 3.4.6).

Контактная выносливость устанавливается сопоставлением действующих в полюсе зацепления расчетного σ_H и допускаемого σ_{HP} контактных напряжений

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP},$$

где σ_{H0} – контактное напряжение в полюсе зацепления при $K_H = 1$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_1 \cdot b_{w2} \cdot u}}.$$

Коэффициент нагрузки K_H определяют по зависимости

$$K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha},$$

где $K_A = 1$ – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса (формула (3.17));

$$K_{H\alpha} = 1 + \frac{W_{H\alpha} \cdot b_{w2}}{F_t \cdot K_A} = 1 + \frac{3,98 \cdot 50}{2447,99 \cdot 1} = 1,08,$$

где $W_{H\alpha}$ – удельная окружная динамическая сила, Н/мм

$$W_{H\alpha} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,02 \cdot 7,3 \cdot 3,807 \cdot \sqrt{\frac{160}{3,12}} = 3,98 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

где $\delta_H = 0,02$ – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (табл. 3.8);

$g_0 = 7,3$ – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (табл. 3.9);

v – окружная скорость зубчатых колес $v = \pi \cdot d_i \cdot n_i / 60 = \pi \cdot 242,33 \times 300,043 / (60 \cdot 10^3) = 3,807$ м/с.

Для данной скорости колес рекомендуется 9-я степень точности (см. табл. 3.7);

$K_{H\alpha} = 1,13$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями выбираем по табл. 3.10.

Тогда коэффициент нагрузки:

$$K_H = 1,0 \cdot 1,13 \cdot 1,07 \cdot 1,08 = 1,3058.$$

Коэффициент осевого перекрытия:

$$\varepsilon_\beta = b_{w2} \cdot \sin \beta / (\pi \cdot m) = 50 \cdot \sin 15,066^\circ / (3,14 \cdot 3) = 1,379.$$

Коэффициент торцового перекрытия:

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cdot \cos \beta = \\ &= [1,88 - 3,2(1/25 + 1/78)] \cdot \cos 15,066^\circ = 1,652; \end{aligned}$$

$Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$ – коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}} = \frac{1}{\cos 20,653^\circ} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 14,138^\circ}{\operatorname{tg} 20,653^\circ}} = 2,44,$$

где $\beta_b = \arcsin (\sin \beta \cdot \cos \alpha_n) = \arcsin \cdot (\sin 15,066 \cdot \cos 20^\circ) = 14,138^\circ$ – основной угол наклона для косозубой передачи;

α_t – угол профиля зуба в торцовом сечении, $\alpha_{tw} = \alpha_t$ – угол зацепления, для косозубой передачи без смещения;

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 15,066^\circ = 0,3769; \alpha_t = 20,653^\circ;$$

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

$$\text{Так как } \varepsilon_\beta \geq 1, \text{ то } Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,652}} = 0,778;$$

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2,44 \cdot 0,778 \cdot \sqrt{\frac{2447,99(3,12 + 1)}{77,67 \cdot 50 \cdot 3,12}} = 329,069 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 329,069 \cdot \sqrt{1,3058} = 376,036 \text{ МПа}; \quad \sigma_{HP} = 374,228 \text{ МПа}.$$

$$\Delta \sigma_H = (\sigma_{HP} - \sigma_H) / \sigma_{HP} \cdot 100 \% = (376,036 - 374,228) / 374,228 \cdot 100 \% = 0,48 \%.$$

Небольшая перегрузка.

Условие $0,9 \cdot \sigma_{HP} \leq \sigma_H \leq 1,05 \cdot \sigma_{HP}$ выполняется.

Проверочный расчет передачи на изгибную усталость (см. п. 3.4.5).

Расчетом определяется напряжение в опасном сечении на переходной поверхности зуба для каждого зубчатого колеса. Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения их усталостного излома, устанавливают сопоставлением расчетного напряжения от изгиба и допускаемого напряжения $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$.

Расчетное местное напряжение при изгибе (3.11)

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_t \cdot K_F}{b_{w2} \cdot m_n} \leq \sigma_{FP},$$

где K_F – коэффициент нагрузки, $K_F = K_A \cdot K_{F0} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fa}$,

K_{F0} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса (3.13)

$$K_{F0} = 1 + \frac{W_{F0} \cdot b_{w2}}{F_t \cdot K_A} = 1 + \frac{11,93 \cdot 50}{2447,99 \cdot 1} = 1,244,$$

где W_{F0} – удельная окружная динамическая сила, Н/мм.

$$W_{F0} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,06 \cdot 7,3 \cdot 3,807 \cdot \sqrt{\frac{160}{3,12}} = 11,93 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

где $\delta_F = 0,06$ – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (см. табл. 3.8);

$K_{F\beta} = 1,1$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от параметра Ψ_{bd} по графику (см. рис. 3.11);

$K_{F\alpha} = 1,35$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (см. табл. 3.10).

Следовательно, $K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1 \cdot 1,244 \cdot 1,1 \cdot 1,35 = 1,847$.

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений (рис. 3.9).

Определим эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_{V1} = z_1 / \cos^3 \beta = 25 / \cos^3 15,066 = 27,763;$$

$$z_{V2} = z_2 / \cos^3 \beta = 78 / \cos^3 15,066 = 86,621.$$

Следовательно, $Y_{FS1} = 3,9$; $Y_{FS2} = 3,65$ (см. рис. 3.9).

Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зуба:

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \beta / 120^\circ = 1 - 1,379 \cdot 15,066^\circ / 120^\circ = 0,827 > 0,7;$$

$$Y_{\varepsilon} - \text{коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, при } \varepsilon_{\beta} \geq 1 \quad Y_{\varepsilon} = 1 / \varepsilon_{\alpha} = 1 / 1,652 = 0,605.$$

Для определения менее прочного звена необходимо рассчитать отношение σ_{FP} / Y_{FS} , проверку производить по тому из колес пары, у которого это отношение меньше.

Определим отношение σ_{FP} / Y_{FS} :

$$\sigma_{FP1} / Y_{FS1} = 277,94 / 3,9 = 71,27;$$

$$\sigma_{FP2} / Y_{FS2} = 236,76 / 3,65 = 64,87.$$

Так как $\sigma_{FP2} / Y_{FS2} < \sigma_{FP1} / Y_{FS1}$, проверочный расчет производим по колесу:

$$\sigma_F = 3,65 \cdot 0,827 \cdot 0,605 \cdot \frac{2447,99 \cdot 1,847}{50 \cdot 3} = 55,05 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = 236,76 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

Значение σ_{F2} значительно меньше σ_{FP2} , однако это нельзя рассматривать как недогрузку передачи: основным критерием работоспособности данной передачи является контактная усталость.

Расчет на прочность по пиковому моменту.

Для предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения поверхностей зубьев необходимо выполнить условие:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{1H}}} \leq \sigma_{HP \max},$$

где $\sigma_H = 376,036$ МПа – рассчитанное по формуле (3.16) напряжение;

$T_{\text{пик}} / T_{1H} = 1,3$ – возможное кратковременное превышение номинального момента, подводимого к передаче;

$\sigma_{H \max}$ – предельное допускаемое напряжение;

$\sigma_{HP \max} = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 550 = 1540$ МПа при улучшении;

$\sigma_T = 550$ МПа – предел текучести стали 40Х при принятом способе термообработки.

$\sigma_{HP \max} = 376,036 \cdot \sqrt{1,3} = 428,747$ МПа, что меньше $\sigma_{HP \max} = 1540$ МПа.

Условие выполняется.

Для предотвращения хрупкого разрушения зубьев или остаточных деформаций должно выполняться условие:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\text{пик}}}{T_{1F}} \leq \sigma_{FP \max},$$

где $\sigma_F = 55,05$ МПа – рассчитанное по уравнению (3.12) напряжение;

$\sigma_{FP \max} = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 550 = 440$ МПа – предельное допускаемое напряжение изгиба при улучшении;

$\sigma_{F \max} = 55,05 \cdot 1,3 = 71,565$ МПа; $71,565 \leq 440$ – условие выполняется.

3.5.2. Расчет цилиндрической прямозубой передачи внутреннего зацепления

Исходные данные.

$T_{\text{ш}} = T_1 = 17,617$ Н·м; $n_{\text{ш}} = n_1 = 2880$ мин⁻¹;

$T_{\text{к}} = T_2 = 85,893$ Н·м; $n_{\text{к}} = n_2 = 576$ мин⁻¹; $u = 5$. Нагрузка постоянная.

Далее все параметры, которые относятся к шестерне, будут иметь индекс 1, а к колесу – индекс 2.

Для шестерни выбираем твердость $H_1 = 300$ НВ, термообработка, улучшение, материал – сталь 40Х, а для колеса – твердость $H_2 = 250$ НВ, термообработка, улучшение, материал – сталь 40Х.

Расчет допускаемых контактных напряжений (см. п. 3.4.2).

Допускаемое контактное напряжение при расчете на контактную усталость:

$$\sigma_{HP} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} \cdot Z_N,$$

где $\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов напряжений, МПа:

$$\sigma_{H \lim b1} = 2 \cdot H_{HB1} + 70 = 2 \cdot 300 + 70 = 670 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 2 \cdot H_{HB2} + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа};$$

S_H – коэффициент запаса прочности для колес с однородной структурой материала: $S_{H1} = S_{H2} = 1,1$;

Z_N – коэффициент долговечности:

$$Z_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{H \lim}}{N_K}},$$

где $N_{H \lim}$ – базовое число циклов напряжений:

$$N_{H \lim 1} = 30 \cdot (H_1)^{2,4} = 30 \cdot (300)^{2,4} = 2,644 \cdot 10^7 \text{ циклов};$$

$$N_{H \lim 2} = 30 \cdot (H_2)^{2,4} = 30 \cdot (250)^{2,4} = 1,707 \cdot 10^7 \text{ циклов};$$

$N_K = 60 \cdot c \cdot n \cdot L_h$ – число циклов, которое испытывает зубчатое колесо за весь срок службы при постоянной нагрузке,

где c – число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым $c_1 = c_2 = 1$;

L_h – требуемая долговечность привода в часах;

n_1 – частота вращения шестерни, мин^{-1} ;

n_2 – частота вращения колеса, мин^{-1} .

$$N_{K1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 2880 \cdot 12000 = 2,074 \cdot 10^9 \text{ циклов};$$

$$N_{K2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 576 \cdot 12000 = 4,147 \cdot 10^8 \text{ циклов}.$$

Так как $N_{K1} \geq N_{H \lim 1}$ и $N_{K2} \geq N_{H \lim 2}$, то $q_H = 20$, где q_H – показатель степени.

$$Z_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{H \lim}}{N_K}} = \sqrt[20]{\frac{2,644 \cdot 10^7}{2,074 \cdot 10^9}} = 0,804;$$

$$Z_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{H \lim}}{N_K}} = \sqrt[20]{\frac{1,707 \cdot 10^7}{4,147 \cdot 10^8}} = 0,853.$$

$$\sigma_{HP1} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{H \lim b1} \cdot Z_{N1}}{S_{H1}} = 0,9 \cdot \frac{670 \cdot 0,804}{1,1} = 440,757 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP2} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{H \lim b2} \cdot Z_{N2}}{S_{H2}} = 0,9 \cdot \frac{570 \cdot 0,853}{1,1} = 397,599 \text{ МПа}.$$

В дальнейших расчетах используется минимальное из двух рассчитанных, то есть $\sigma_{HP} = 397,599 \text{ МПа}$.

Расчет допускаемых изгибных напряжений (см. п. 3.4.2).

Допускаемое напряжение при изгибе:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_A \cdot Y_R,$$

где $\sigma_{F \lim b}$ – предел выносливости при базовом числе циклов нагружения;

$$\sigma_{F \lim b1} = 1,75 \cdot H_1 = 1,75 \cdot 300 = 525 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim b2} = 1,75 \cdot H_2 = 1,75 \cdot 250 = 437,5 \text{ МПа}.$$

$$S_{F1} = S_{F2} = 1,7 \text{ – коэффициент запаса прочности}$$

Y_N – коэффициент долговечности

$$Y_N = q_f \sqrt{\frac{N_{F \lim}}{N_K}} \geq 1,$$

где $N_{F \lim}$ – число циклов, соответствующее перелому кривой усталости;

$$N_{F \lim b} = 4 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$N_K = 60 \cdot c \cdot n \cdot L_h$ – число циклов напряжений, которое испытывает зубчатое колесо за весь срок службы при постоянной нагрузке;

$$N_{K1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 2880 \cdot 12000 = 2,074 \cdot 10^9 \text{ циклов};$$

$$N_{K2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 576 \cdot 12000 = 4,147 \cdot 10^8 \text{ циклов}.$$

Так как $H_{HB} \leq 350 HB$, то $q_f = 6$ – показатель степени

$$Y_{N1} = q_f \sqrt{\frac{N_{F \lim 1}}{N_{K1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{2,074 \cdot 10^9}} = 0,353;$$

$$Y_{N2} = q_f \sqrt{\frac{N_{F \lim 2}}{N_{K2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{4,147 \cdot 10^8}} = 0,461.$$

Так как $Y_{N1} \leq 1$, принимаем $Y_{N1} = 1$, и $Y_{N2} \leq 1$, принимаем $Y_{N2} = 1$.

Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности. Принимаем $Y_{R1} = Y_{R2} = 1$, как и другие (см. с. 73).

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F \lim b1}}{S_{F1}} \cdot Y_{N1} \cdot Y_{A1} \cdot Y_{R1} = \frac{525}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 308,824 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{F \lim b2}}{S_{F2}} \cdot Y_{N2} \cdot Y_{A2} \cdot Y_{R2} = \frac{437,5}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 257,353 \text{ МПа}.$$

Проектировочный расчет передачи (см. п. 3.4.3).

Вычислим межосевое расстояние передачи:

$$a_w = K_a(u-1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot u^2}},$$

где K_a – коэффициент, учитывающий тип передачи. Для прямозубой передачи $K_a = 495 \text{ МПа}^{1/3}$;

ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния (выбирается из стандартного ряда), для консольного расположения шестерни принимаем $\psi_{ba} = \frac{b_2}{a_w} = 0,2$;

$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u-1) = 0,5 \cdot 0,2 \cdot (5-1) = 0,4$ – коэффициент ширины колеса относительно диаметра шестерни;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба.

Определяем по графику (см. рис. 3.10) в зависимости от твердости колеса и параметра ψ_{ba} , $K_{H\beta} = 1,35$.

$$a_w = K_a \cdot (u-1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot u^2}} = 495 \cdot (5-1) \cdot \sqrt[3]{\frac{85,893 \cdot 1,35}{0,2 \cdot 5^2 \cdot 397,399^2}} = 104,426 \text{ мм.}$$

Принимаем $a_w = 100 \text{ мм}$.

Определяем ширину зубчатых колес:

$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,2 \cdot 100 = 20 \text{ мм}$ – ширина колеса;

$b_1 = b_2 + (2-6) = 20 + 4 = 24 \text{ мм}$ – ширина шестерни.

Определяем модуль m_n :

$m_n = 0,02 \cdot a_w = 0,02 \cdot 100 = 2 \text{ мм}$. Принимаем $m_n = 2 \text{ мм}$ – из стандартного ряда.

Определяем число зубьев шестерни и колеса:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w}{m_n} = \frac{2 \cdot 100}{2} = 100 \text{ – суммарное число зубьев;}$$

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{u-1} = \frac{100}{5-1} = 25 \text{ – число зубьев шестерни;}$$

$$Z_2 = Z_{\Sigma} + Z_1 = 100 + 25 = 125 \text{ – число зубьев колеса.}$$

Определяем фактическое передаточное число:

$$u_{\Phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{125}{25} = 5;$$

$$\Delta u_{\Phi} = \frac{u_{\Phi} - u}{u} \cdot 100 \% = \frac{5 - 5}{5} \cdot 100 \% = 0 \%.$$

Определяем делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = m_n \cdot Z_1 = 2 \cdot 25 = 50 \text{ мм};$$

$$d_2 = m_n \cdot Z_2 = 2 \cdot 125 = 250 \text{ мм}.$$

Проверяем межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{250 - 50}{2} = 100 \text{ мм}.$$

Определяем диаметры вершин зубьев зубчатых колес без учета конкретного инструмента для нарезания. Принимаем стандартные параметры h_a^* – коэффициент высоты головки, $h_a^* = 1$; x – коэффициент смещения. Колеса нарезаны без смещения инструмента, поэтому $x_1 = 0$ и $x_2 = 0$.

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (h_a^* + x_1) \cdot m_n = 50 + 2 \cdot (1 + 0) \cdot 2 = 54 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* - 0,2 - x_2) \cdot m_n = 250 - 2 \cdot (1 - 0,2 - 0) \cdot 2 = 246,8 \text{ мм}.$$

Диаметр впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_1) \cdot m_n = 50 - 2 \cdot (1 + 0,25 - 0) \cdot 2 = 45 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + c^* + x_2) \cdot m_n = 250 + 2 \cdot (1 + 0,25 + 0) \cdot 2 = 255 \text{ мм},$$

где c^* – коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$.

Определяем окружную скорость колес и выбираем степень точности:

$$v_1 = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{50 \cdot 3,1415 \cdot 2880}{60 \cdot 1000} = 7,54 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$v_2 = \frac{d_2 \cdot \pi \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{250 \cdot 3,1415 \cdot 576}{60 \cdot 1000} = 7,54 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Выбираем седьмую степень точности.

Определение усилий в зацеплении (см. п. 3.4.4):

Окружная сила на шестерне и колесе (см. рис. 3.8):

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 85893}{250} = 687,141 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на шестерне и колесе:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 687,141 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 250,048 \text{ Н.}$$

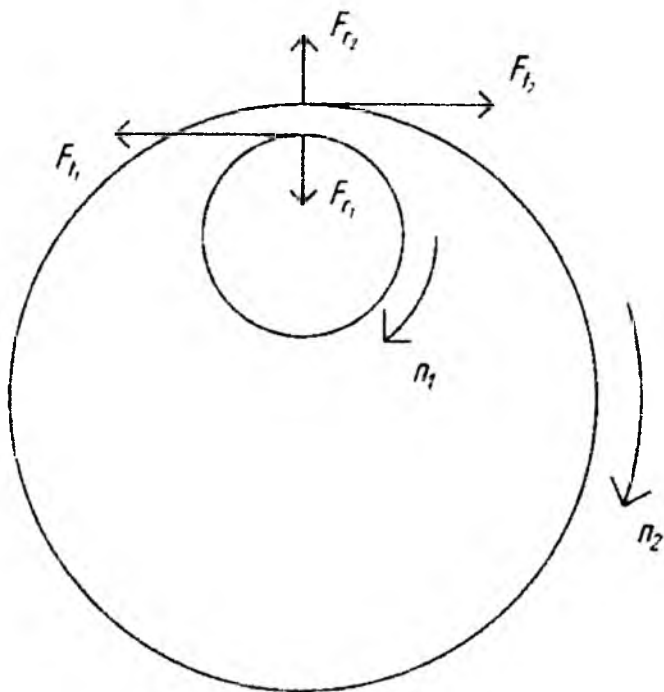


Рис. 3.8. Усилия в зацеплении

Проверочный расчет передачи на контактную выносливость (см. п. 3.4.6).

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t2} \cdot K_H \cdot (u_\phi - 1)}{b_2 \cdot d_1 \cdot u_\phi}} \leq \sigma_{HP},$$

где $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$ – коэффициент, учитывающий механические свойства материала сопряженных зубчатых колес;

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления. Для прямозубых передач $Z_H = 2,495$;

Z_ϵ – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Для прямозубых передач

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{(4 - \epsilon_\alpha)}{3}},$$

где $\varepsilon_\alpha = \left(1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} - \frac{1}{z_2} \right) \right) = \left(1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{25} - \frac{1}{125} \right) \right) = 1,778$ – коэффициент торцового перекрытия;

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha)}{3}} = \sqrt{\frac{(4 - 1,778)}{3}} = 0,861;$$

$$K_{H\beta} = 1,35.$$

$$K_{H\alpha} = 1 + \frac{W_{H\alpha} \cdot b_{w2}}{F_{t2}} \text{ – коэффициент внутренней динамической нагрузки,}$$

где $W_{H\alpha} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}$ – удельная внутренняя динамическая нагрузка;

δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев; $\delta_H = 0,06$ (см. табл. 3.8);

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса; $g_0 = 4,7$ (см. табл. 3.9).

$$W_{H\alpha} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,06 \cdot 4,7 \cdot 7,54 \cdot \sqrt{\frac{100}{5}} = 9,509 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

$$K_{H\alpha} = 1 + \frac{W_{H\alpha} \cdot b_{w2}}{F_t} = 1 + \frac{9,509 \cdot 20}{687,141} = 1,277.$$

K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку, $K_A = 1,0$;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки. Для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$.

$$K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1 \cdot 1 \cdot 1,35 \cdot 1,277 = 1,724;$$

$$\sigma_H = 190 \cdot 2,495 \cdot 0,861 \cdot \sqrt{\frac{687,141 \cdot 1,724 \cdot (5 - 1)}{50 \cdot 20 \cdot 5}} = 397,159 \text{ МПа.}$$

$$\Delta\sigma = \frac{|\sigma_{HP} - \sigma_H|}{\sigma_{HP}} = \left| \frac{397,599 - 397,159}{397,599} \right| \cdot 100\% = 0,111\%.$$

Условие: $0,9 \cdot \sigma_{HP} \leq \sigma_H \leq 1,05 \cdot \sigma_{HP}$ выполняется.

Проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба (см. п. 3.4.5).

Проверочный расчет на усталость по напряжениям изгиба выполняем по условию прочности $\sigma_F \leq \sigma_{FR}$.

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_t \cdot K_F}{b_{w2} \cdot m_n} \leq \sigma_{FP},$$

где Y_{FS} – коэффициент, учитывающий влияние формы зуба и концентрации напряжений для прямозубых передач: $z_{v1} = z_1 = 25$, $z_{v2} = z_2 = 125$.

По рис. 3.9

$$Y_{FS1} = 3,9; \quad Y_{FS2} = 3,6.$$

Определим отношение $\frac{\sigma_{FP}}{Y_{FS}}$. Дальнейший расчет будем производить для того зубчатого колеса, у которого это отношение меньше:

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} = \frac{308,824}{3,9} = 79,186;$$

$$\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} = \frac{257,353}{3,6} = 71,487.$$

Расчет будем производить по колесу $\sigma_{FP} = 257,353$ МПа. Принимаем $Y_{FS} = Y_{FS2} = 3,6$.

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зуба. Для прямозубых передач $Y_\varepsilon = 1$;

Y_β – коэффициент учитывающий наклон зуба. Для прямозубых передач $Y_\beta = 1$;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых передач $K_{F\alpha} = 1$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. Определяется по рис. 3.11 – $K_{F\beta} = 1,75$;

K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку $K_A = 1$.

$$K_{Fv} = 1 + \frac{W_{Fv} \cdot b_{w2}}{F_t} \text{ – коэффициент внутренней динамической нагрузки,}$$

где $W_{Fv} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}}$ – удельная окружная динамическая нагрузка,

где δ_F – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев, $\delta_F = 0,16$;

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса, $g_0 = 4,7$ (см. табл. 3.8).

$$w_{Fv} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,16 \cdot 4,7 \cdot 7,54 \cdot \sqrt{\frac{100}{5}} = 25,36 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} \cdot b_2}{F_t} = 1 + \frac{25,36 \cdot 20}{687,141} = 1,738;$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_A = 1 \cdot 1,75 \cdot 1,738 \cdot 1 = 3,0415;$$

$$\sigma_F = Y_{Fs} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\epsilon} \cdot \frac{F_t \cdot K_F}{b_2 \cdot m_n} = 3,6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{687,141 \cdot 3,0415}{20 \cdot 2} = 188,095 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{FP} = 257,353 \text{ МПа.}$$

$188,095 < 257,353$ – условие прочности выполняется.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить диаметры делительных окружностей пары цилиндрических косозубых колес и угол наклона зуба, если $z_1 = 25$, $n_1 = 960 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 300 \text{ мин}^{-1}$, $m_n = 3,5 \text{ мм}$, $a_w = 186 \text{ мм}$.

Задача 2. Прямозубая цилиндрическая передача имеет следующие параметры: $z_1 = 22$, $z_2 = 110$, $d_{a1} = 120 \text{ мм}$. Определить модуль передачи и ее межосевое расстояние.

Задача 3. Определить межосевое расстояние a_w и число зубьев колеса z_2 прямозубой зубчатой передачи, если известны диаметр делительной окружности шестерни $d_1 = 80 \text{ мм}$; число зубьев шестерни $z_1 = 20$; передаточное число $u = 2,5$. Зубчатые колеса нарезаны без смещения инструмента.

Задача 4. Определить силы в зацеплении понижающей цилиндрической косозубой передачи и изобразить схему действия сил, если шестерня имеет верхнее расположение, левый наклон зуба и вращается по часовой стрелке. Передаваемая мощность $P_1 = 10 \text{ кВт}$; $n_1 = 1450 \text{ мин}^{-1}$; $m_n = 2 \text{ мм}$; $z_1 = 23$; $\beta = 8^\circ 40'$.

Задача 5. Определить силы в зацеплении понижающей цилиндрической косозубой передачи и изобразить схему действия сил, если шестерня имеет нижнее расположение, левый наклон зуба и вращается против часовой стрелки. Передаваемая мощность $P_1 = 7 \text{ кВт}$; $n_1 = 1450 \text{ мин}^{-1}$; $m_n = 2 \text{ мм}$; $z_1 = 21$; $\beta = 8^\circ 40'$.

Задача 6. Какое передаточное отношение имеет трехступенчатый редуктор, если вращающий момент на ведущем валу $T_{вх} = 32 \text{ Нм}$, а на ведомом –

$T_{\text{вых}} = 1021,35 \text{ Нм}$, потери одного зубчатого зацепления составляют 3 %, одной пары подшипников – 0,5 %.

Задача 7. Рассчитать число циклов нагружения зубчатого колеса одноступенчатой цилиндрической передачи за 12 000 часов работы, если частота вращения колеса $n = 128 \text{ мин}^{-1}$. Нагрузка постоянная.

Задача 8. Определить вращающий момент, который может передать одноступенчатый цилиндрический редуктор с косозубыми колесами, если $\beta = 14^{\circ}50'$; $d_1 = 60 \text{ мм}$; $u = 4$; $n_1 = 960 \text{ мин}^{-1}$; $\psi_{bd} = 0,4$; $\sigma_{\text{НР}} = 480 \text{ МПа}$. Колеса нарезаны без смещения инструмента.

Задача 9. Определить величину вращающего момента, которую может передать открытая зубчатая цилиндрическая передача прямозубыми колесами по напряжениям изгиба, если число зубьев шестерни $z_1 = 25$; число зубьев колеса $z_2 = 75$; модуль $m = 4 \text{ мм}$; $\psi_{bd} = 0,4$; $n_1 = 120 \text{ мин}^{-1}$; $\sigma_{\text{ФР}} = 210 \text{ МПа}$.

Задача 10. Определить величину вращающего момента, которую может передать открытая зубчатая цилиндрическая передача прямозубыми колесами, если в опасном сечении возникает напряжение $\sigma_F = 117 \text{ МПа}$ при коэффициенте нагрузки $K_F = 1,22$. Параметры ведущего зубчатого колеса: $z = 20$; $b = 40 \text{ мм}$; $\alpha_w = 20^{\circ}$, $Y_{\text{FS}} = 4,19$; $m = 2,5$.

Таблица 3.3

Значения межосевых расстояний a_w (ГОСТ 2185-66)

Ряд	Межосевое расстояние a_w , мм
1	40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500 ...
2	71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710 ...

Примечание. Ряд 1 следует предпочитать ряду 2.

Таблица 3.4

Значения модулей зубчатых колес m (ГОСТ 9563-79)

Ряд	Модули m , мм
1	... 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12 ...
2	... 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9 ...

Примечание. Ряд 1 следует предпочитать ряду 2; для тракторной промышленности допускаются $m = 3,75$; 4,25; 6,5 мм; для автомобильной промышленности допускается применение модулей, отличающихся от установленных в настоящем стандарте.

Таблица 3.5

Значения предела выносливости материала зубчатых колес при изгибе

Марка стали	Термическая или химико-термическая обработка	Твердость зубьев		σ_{Flimb}^o , МПа
		на поверхности	в сердцевине	
45, 50, 40Х, 40ХМ, 40ХФА, 35ХМА	нормализация, улучшение	190 – 305 НВ		1,75 НВ
40Х, 40ХФА, 50ХМ	объемная закалка	45 – 55 HRC		500 – 550
40Х, 40ХН2МА	закалка при нагреве ТВЧ	48 – 58 HRC	25 – 35 HRC	700
20Х, 18ХГТ, 25ХГТ, 20ХГР, 12ХН3А	цементация	56 – 63 HRC	30 – 45 HRC	800
20Х3МВФ, 40ХФА, 38Х2МЮА	азотирование	700 – 950 НВ	24 – 40 HRC	300 + 1,2 HRC сердцевины

Таблица 3.6

К определению предела контактной выносливости материала зубчатых колес

Способ термической и химико-термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхности зубьев	Формула для расчета значений σ_{Hlimb} , МПа
Нормализация или улучшение	менее 350 НВ	$\sigma_{Hlimb} = 2 \text{ НВ} + 70$
Объемная и поверхностная закалка	36–52 HRC	$\sigma_{Hlimb} = 17 \text{ HRC} + 200$
Цементация и нитроцементация	54–63 HRC	$\sigma_{Hlimb} = 23 \text{ HRC}$
Азотирование	550–750 НВ	$\sigma_{Hlimb} = 1050$

Таблица 3.7

Степени точности зубчатых колес

Степень точности	Предельные окружные скорости колес			
	прямозубых		непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6	до 15	до 12	до 30	до 20
7	» 10	» 8	» 15	» 10
8	» 6	> 4	» 10	» 7
9	» 2	» 1,5	» 4	» 3

Таблица 3.8

Значения коэффициентов δ_F и δ_H

Вид зубьев	δ_F	Значение δ_H при твердости поверхностей	
		H_1 или H_2 меньше 350 НВ	H_1 или H_2 больше 350 НВ
Прямые: без модификации головки; с модификацией головки	0,16	0,06	0,14
	0,11	0,04	0,10
Косые и шевронные	0,06	0,02	0,04

Таблица 3.9

Значения коэффициента g_0

Модуль m , мм	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-81			
	6	7	8	9
До 3,55	3,8	4,7	5,6	7,3
До 10	4,2	5,3	6,1	8,2
Свыше 10	4,8	6,4	7,3	10,0

Таблица 3.10

Ориентировочные значения коэффициентов K_{Ha} и K_{Fa}

Окружная скорость, м/с	Степень точности	K_{Ha}	K_{Fa}
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Свыше 5 до 10	7	1,05	1,20
	8	1,10	1,30
Свыше 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

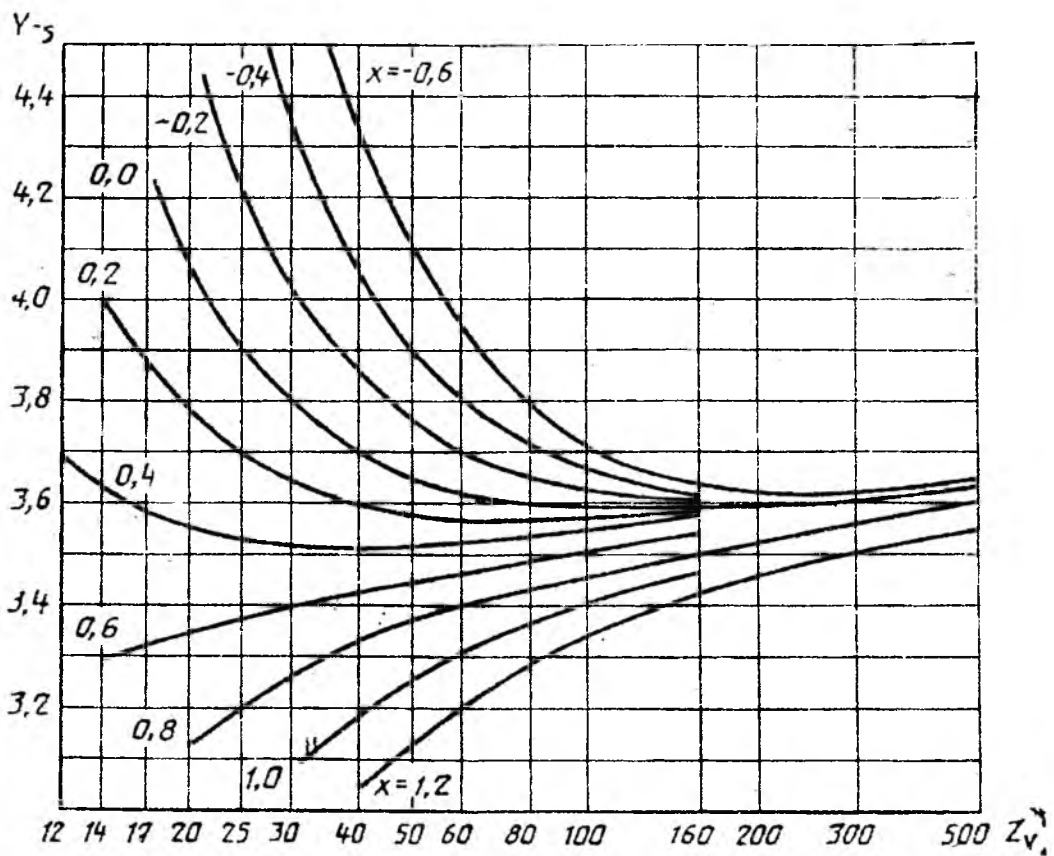


Рис. 3.9. Коэффициент Y_{FS} , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений:
 Z_v – число зубьев эквивалентного прямозубого зубчатого колеса

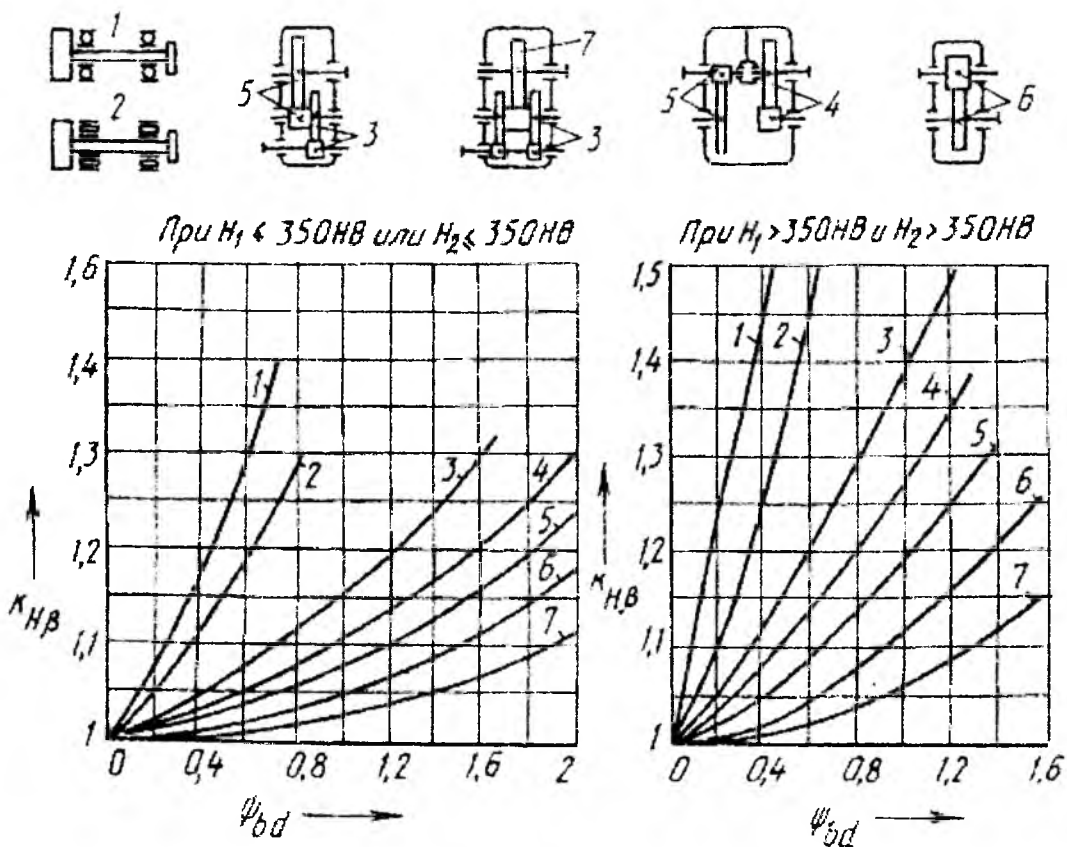
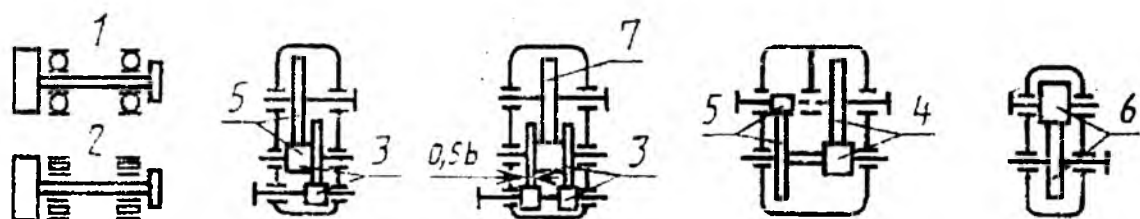
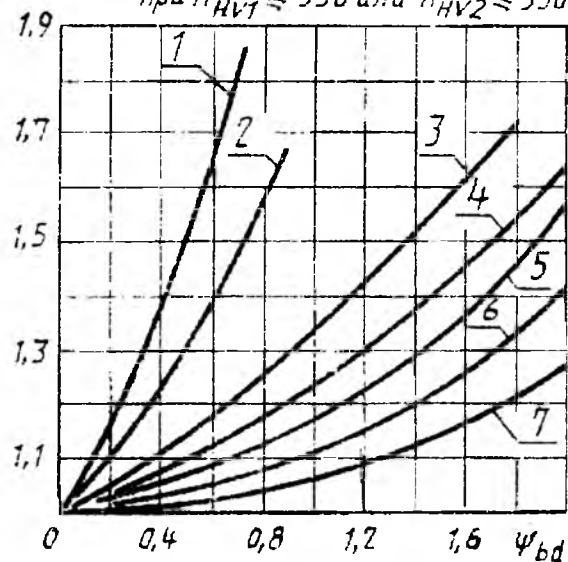


Рис. 3.10. График для определения коэффициента K_{HB}



при $H_{HV1} \leq 350$ или $H_{HV2} \leq 350$.



при $H_{HV1} > 350$ и $H_{HV2} > 350$.

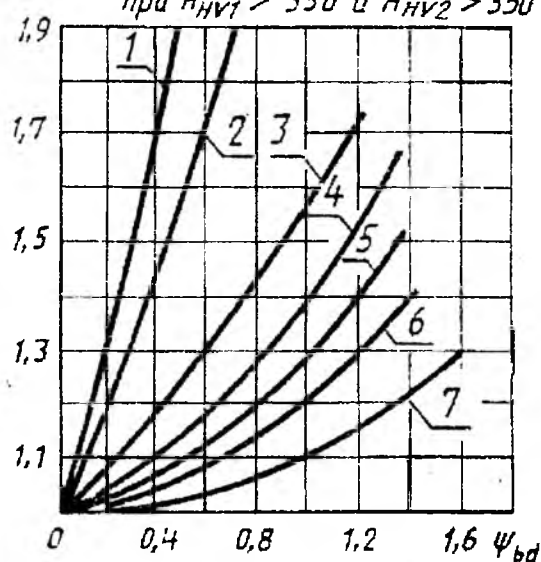


Рис. 3.11. График для ориентировочного определения коэффициента K_{FB}

4. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Общие сведения

Рассматриваются ортогональные конические передачи, которые имеют преимущественное применение в приводах.

Исходные данные.

P_1, P_2 – мощности на ведущем и ведомом валах, кВт; T_1, T_2 – вращающие моменты на шестерне и колесе, Нм; n_1, n_2 – частоты вращения шестерни и колеса, об/мин; u – передаточное число зубчатой передачи; вид передачи – коническая с прямыми или круговыми зубьями, закрытая, открытая (р. 3.5.1 п. 4).

График нагрузки (рис. 3.6), режим работы, срок службы: в годах $L_{л}(5\text{--}10\text{ лет})$; коэффициент использования в течение года $K_{год}(0,7\text{--}0,8)$; коэффициент использования в течение суток $K_{сут}(0,3; 0,6\text{ или }0,9)$, в часах $L_{н} = 365 \cdot 24 \cdot L_{л} \cdot K_{год} \cdot K_{сут}$; материал (табл. 4.1).

Числовые значения величин, входящих в исходные данные, определяются при кинематическом и силовом расчетах привода.

Таблица 4.1

Материалы колес и допускаемые напряжения

Элемент передачи	Материал	$D_{пред}$ $S_{пред}$	Термо- обработка (ТО)	Твердость $HB(HRC_Э)$	σ_{HP} МПа	σ_{FP} МПа
Шестерня	Р. 3.41 табл. 3.5	Задаются пред- варительно (р. 3.5.1, п. 5)	Табл. 3.5	Табл. 3.5	п. 3.4.2 (3.1)	п. 3.4.2 (3.4)
Колесо						

Расчет допускаемых контактных напряжений σ_{HP} ведется по формуле (3.1) р. 3.4.2. Расчет допускаемых напряжений изгиба σ_{FP} ведется по формуле (3.4) р. 3.4.2.

4.2. Геометрические и кинематические параметры

Плоское производящее колесо для конических зубчатых колес является аналогом рейки для цилиндрических колес, поэтому целесообразно форму и размеры зубьев задавать для плоского колеса.

Контур зубьев условной рейки, идентичный развертке на плоскость торцового сечения теоретического (номинального) исходного плоского колеса $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$, называется *торцовым теоретическим (номинальным) исходным контуром*.

Различают внешний средний и внутренний торцовые теоретические (номинальные) исходные контуры, отвечающие соответствующим сечениям плоского колеса.

Внешний торцовый теоретический исходный контур, или просто исходный контур, принимают в качестве стандартного, параметры которого регламентированы и приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Параметры исходного контура

Параметры	Обозначение	Численное значение	
		ГОСТ 3754-81 $\beta_n = 0^\circ$	ГОСТ 16202-81 $\beta_n = 0^\circ - 35^\circ$
Угол профиля	$\alpha(\alpha_n)$	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha_n = 20^\circ$
Коэффициент высоты головки	h_α^*	1	1
Коэффициент радиального зазора	c^*	0,2	0,25
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля	ρ_f^*	$\geq 0,2$, но не более 0,304	0,379 и 0,532 ($m_n < 1$)

Основные геометрические размеры конических колес определяются по табл. 4.3, с учетом формы зубьев колес по ГОСТ 19326-73. Расчет геометрических параметров конических передач с круговыми зубьями (табл. 4.3) может производиться при округлении до стандартного значения $m_{te}^{(me)}$ – внешнего торцового модуля или $m_{mn}^{(mn)}$ – среднего нормального модуля, связанных соотношением

$$m_{te} = \frac{m_{mn}}{(1 - 0,5K_{be})\cos\beta_n}, \tag{4.1}$$

где K_{be} (табл. 4.3), β_n – угол наклона зуба в середине ширины зубчатого венца (рис. 4.2).

Для прямозубых конических передач, имеющих зубья формы I, в качестве основного принимается внешний окружной модуль m_{te} . В связи с этим при известном значении модуля $(m_{mn})_F$ с использованием зависимости (4.1) определяется внешний окружной модуль $(m_{te})_F$. С учетом полученных значений внешнего окружного модуля $(m_{te})_F$ и $(m_{te})_H$ окончательно принимается его стандартное значение (табл. 3.4). Для конических передач

с круговыми зубьями формы II и III в качестве основного принимается нормальный модуль m_{mn} . При известном значении модуля $(m_{te})_H$ из условия контактной выносливости определяется модуль $(m_{nm})_H$:

$$(m_{nm})_H = (m_{te})_H (1 - 0,5K_{be}) \cos \beta_n.$$

Таблица 4.3

Расчет основных геометрических параметров конических передач с прямыми и круговыми пропорционально-понижающимися зубьями (форма I) при межосевом угле $\Sigma = 90^\circ$

Параметры	Формулы	
	для прямозубых передач	для передач с круговыми зубьями (форма I)
1	2	3
Внешний делительный диаметр	$d_{e1} = m_e z_1; d_{e2} = m_e z_2$	$d_{e1} = m_{te} z_1; d_{e2} = m_{te} z_2$
Внешнее конусное расстояние	$R_e = 0,5 m_e z_c$	$R_e = 0,5 m_{te} z_c$
Ширина зубчатого венца	$b \leq K_{be} R_e; b \leq 10 m_{te}$ (или $b \leq 10 m_e$ при $\beta_n = 0$)	
Среднее конусное расстояние	$R = R_e - 0,5 b$	
Коэффициент ширины зубчатого венца	$K_{be} = b / R_e = 2 / [(u / K_m) + K_m] \leq 0,3 * (0,285 \text{ реком.})$	
Средний окружной (m) и нормальный (m_n) модули	$m = m_e R / R_e = m_e (1 - 0,5 K_{be})$	$m_n = (m_{te} R / R_e) \cos \beta_n = m_e (m_{te} - b / z_c) \cos \beta_n$
Средний угол наклона зуба	—	$\beta_n = 35^\circ$
Средний делительный диаметр	$d_1 = m z_1; d_2 = m z_2$	$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta_n;$ $d_2 = m_n z_2 / \cos \beta_n$
Угол делительного конуса	$\delta_1 = \arctg(z_1 / z_2); \delta_1 = 90^\circ - \delta_1$	
Высота ножки зуба в среднем сечении h_f и внешняя высота ножки зуба h_{fe}	$h_{fe1} = (ha^* + c^* + x_1) m_e;$ $h_{fe2} = (ha^* + c^* + x_1) m_e$	$h_{f1} = (ha^* + c^* - x_1) m_e;$ $h_{f2} = (ha^* + c^* + x_1) m_e$
Высота головки зуба в среднем сечении h_a и внешняя высота головки зуба h_{ae}	$h_{ae1} = (ha + x_1) m_e;$ $h_{ae2} = (ha^* - x_1) m_e$	$h_{a1} = (ha^* + x_{n1}) m_n;$ $h_{a2} = (ha^* - x_{n1}) m_n$

1	2	3
Угол ножки зуба	$\theta_{f1} = \arctg(h_{fe1}/R_e);$ $\theta_{f2} = \arctg(h_{fe2}/R_e)$	$\theta_{f1} = \arctg(h_{f1}/R);$ $\theta_{f2} = \arctg(h_{f1}/R)$
Угол головки зуба	$\theta_{a1} = \theta_{f2}; \theta_{a2} = \theta_{f1};$	
Угол конуса вершин	$\delta_{a1} = \delta_1 - \theta_{a1}; \delta_{a2} = \delta_2 - \theta_{a2};$	
Угол конуса впадин	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}; \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2};$	
Увеличение высоты головки зуба при переходе от среднего сечения на внешний торец	—	$\Delta h_{ae1} = 0,5b \operatorname{tg} \theta_{a1};$ $\Delta h_{ae2} = 0,5b \operatorname{tg} \theta_{a2}$
Внешний диаметр вершин зубьев	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \sin \delta_1;$ $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \sin \delta_2$	$d_{ae1} = d_{e1} + 2(h_{ae1} + \Delta h_{ae1}) \cos \delta_1;$ $d_{ae2} = d_{e2} + 2(h_{ae2} + \Delta h_{ae2}) \cos \delta_2$
Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершины зубьев	$B_1 = 0,2d_{e2} - h_{ae1} \sin \delta_1;$ $B_1 = 0,5d_{e1} - h_{ae2} \sin \delta_2$	$B_1 = 0,5d_{e2} - (h_{ae1} + \Delta h_{ae1}) \sin \delta_1;$ $B_1 = 0,5d_{e1} - (h_{ae2} + \Delta h_{ae2}) \sin \delta_2$
* Коэффициент $k_m = 0,6$ при консольной установке шестерни и $k_m = 0,8$ при опорах, расположенных по обе стороны от шестерни в непосредственной близости от зубчатого венца		

Различают 3 основные формы зубьев.

Осевая форма I (рис. 4.1, а) с пропорционально понижающимися зубьями, при которой образующие делительного конуса и конуса впадин пересекаются в одной точке, такую форму имеют зубья прямозубых конических колес, а также колеса с круговыми зубьями при небольших значениях модуля, предпочтительно $m_n = 2-2,5$; $Z_c = 20-100$.

Осевая форма II с равноширокими зубьями, при которой вершины делительного и внутреннего конусов не совпадают (рис. 4.1, б). При такой форме ширина дна впадин обеспечивается постоянной, а толщина зуба по делительному конусу увеличивается пропорционально расстоянию от вершины. Эта форма позволяет одним инструментом обрабатывать сразу обе поверхности зубьев колеса $m_n = 0,4-25$ мм; $Z_c = 24-100$.

Осевая форма III (рис. 4.1, в) с равновысокими зубьями, при которой образующие делительного и внутреннего конусов параллельны. Эта форма применяется для круговых зубьев при $\Sigma z \geq 40$ и при средних конусных расстояниях до 75–750 мм, $m_n = 2-25$ мм.

Для повышения износостойкости и сопротивления зубьев заеданию с помощью высотной коррекции выравниваются удельные скольжения зубьев шестерни и колеса, а с помощью тангенциальной коррекции — их изгибная прочность. Тангенциальная коррекция применяется здесь вместо угловой коррекции, использование которой создает трудности в сохране-

нии точного значения межосевого угла передачи Σ . При тангенциальной коррекции для конических колес специальный инструмент не требуется, так как изменение толщины зубьев достигается раздвижкой или сближением резцов, обрабатывающих противоположные профили зубьев.

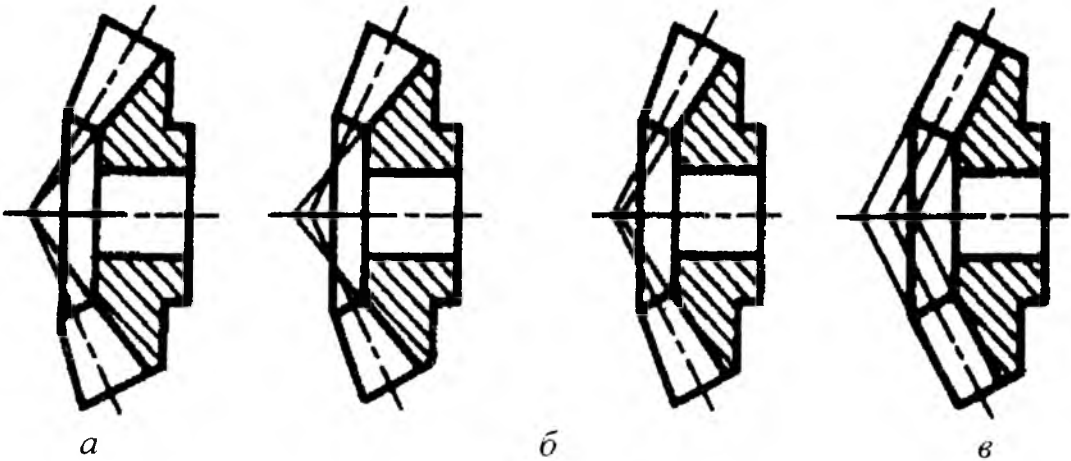


Рис. 4.1. Основные формы зубьев

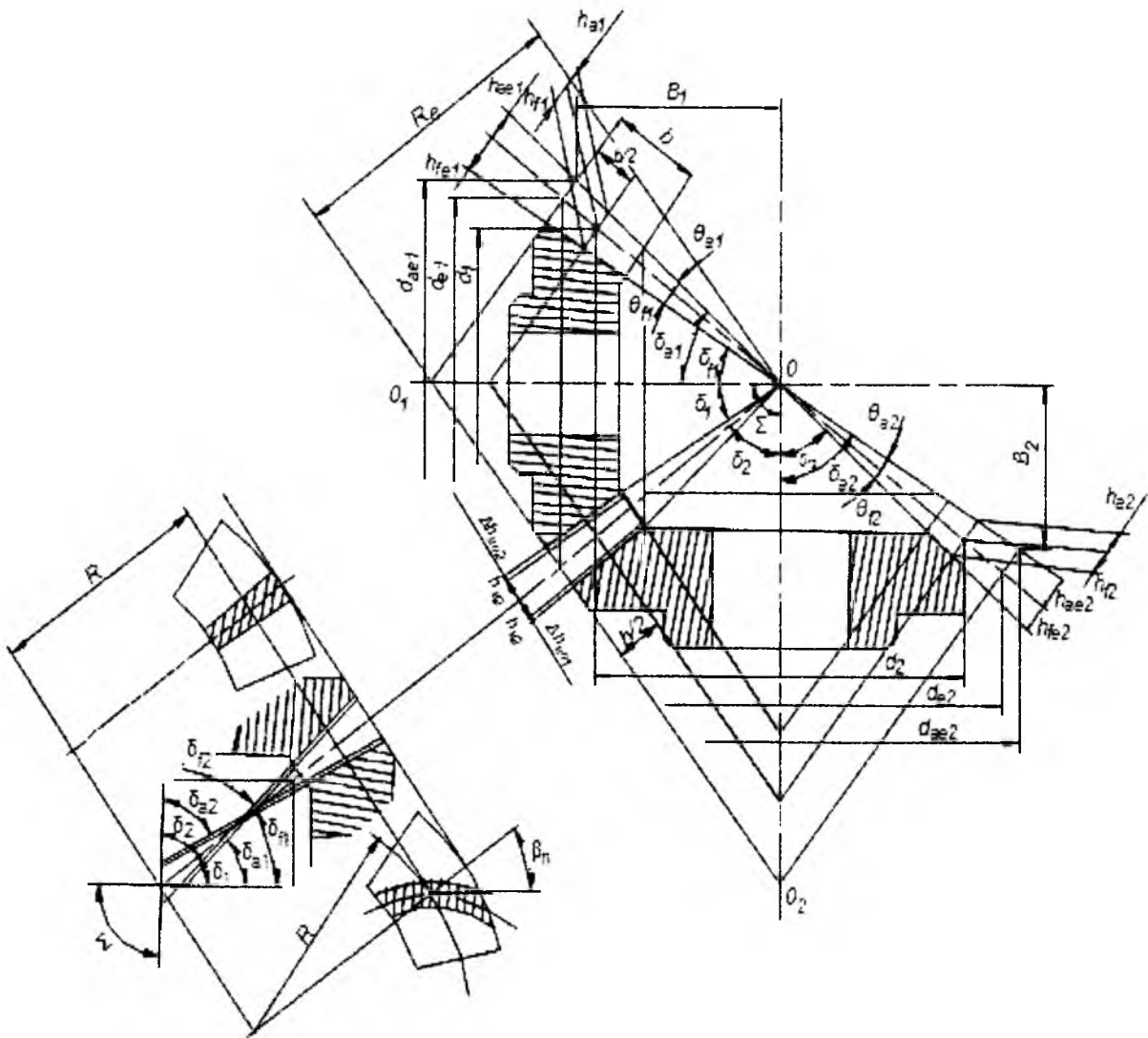


Рис. 4.2. Коническая передача

Козффициент тангенциального смещения (изменения толщины зубьев)

$$x_{\tau 1}=-x_{\tau 2}=a\left(\sqrt{u}-1\right) . \quad (4.2)$$

Тангенциальное смещение следует применять при $u \geq 2,5$, когда число зубьев шестерни обычно мало. Шестерню рекомендуется выполнить с положительным радиальным (высотным) смещением, а колесо с равным по величине отрицательным, определяемым для прямозубых конических передач по ГОСТ 19624 и передач с круговыми зубьями по ГОСТ 19326 или по формуле ЭНИМС:

$$x_{n(e) 1}=-x_{n(e) 1}=b\left(1-\frac{1}{u^2}\right) \sqrt{\frac{\cos ^3 \beta_m}{z_1}}, \quad (4.3)$$

где x_n, x_e – коэффиценты смещения (радиального) – средний нормальный и внешний окружной – для конических колес соответственно с круговыми зубьями и прямозубым.

В выражениях (4.2) и (4.3) коэффиценты a и b определяются по табл. 4.4.

Таблица 4.4

Козффициенты a и b

Козффициенты	Конические передачи			
	прямозубые при передаточном числе u		с круговыми зубьями при передаточном числе u	
	1–2,5	2,5–6,3	1–2,5	2,5–6,3
a	–	0,04	–	0,14
b	2		2,4	

4.3. Проектировочный расчет

Проектировочному расчету конических зубчатых передач предшествуют кинематический расчет с определением передаточного числа передачи, выбор материала, способа его химико-термической обработки и соответствующих допускаемых напряжений.

Из условия контактной выносливости (4.5) находится внешний делительный диаметр закрытых передач, работающих в корпусе.

4.3.1. Расчетный внешний диаметр шестерни, мм

Данные по расчету приводятся по [9]:

$$d'_{e1} = k_d 3 \sqrt{\frac{T_2 k_{H\beta} k_A 10^3}{v_H \sigma_{HP a}^2 (1 - k_{be}) k_{be} u^2}}, \text{ мм}, \tag{4.4}$$

где $k_d = 101 \text{ МПа}^{1/3}$ – для прямозубых передач $\beta = 0^\circ$; $k_d = 90 \text{ МПа}^{1/3}$ – для передач с непрямым зубом; k_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния $k_{be} = b/R_e = 0,2 \dots 0,3$; $k_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, выбирается по рис. 4.3 в зависимости от твердости и $\psi_{b\delta}$; k_A – коэффициент внешней динамической нагрузки (табл. 4.5); v_H – коэффициент, учитывающий изменение прочности конической передачи по сравнению с цилиндрической; ($v_H = 0,85$) – для прямозубой передачи, передачи с непрямым зубом определяются по табл. 4.6.

Таблица 4.5

Значения коэффициента внешней динамической нагрузки k_A
ГОСТ 21354-87

Режим нагружения двигателя	Режим нагружения ведомой машины			
	1	2	3	4
Равномерный	1,00	1,25	1,50	1,75
С малой неравномерностью	1,10	1,35	1,60	1,85
Со средней неравномерностью	1,25	1,50	1,75	2,00 и выше
Со значительной неравномерностью	1,50	1,75	2,00	2,25 и выше

Таблица 4.6

Значения коэффициентов v_H и v_F , учитывающих изменение прочности конической передачи с непрямым зубом по сравнению с прочностью цилиндрической передачи [9]

	$HB_1 \leq 350$ $HB_2 \leq 350$	$HRC_1 \geq 45$ $HB_2 \leq 350$	$HRC_1 \geq 45$ $HRC_2 \geq 45$
v_H	$1,22 + 0,21u$	$1,13 + 0,13u$	$0,81 + 0,15u$
v_F	$0,94 + 0,08u$	$0,85 + 0,04u$	$0,65 + 0,11u$

4.3.2. Определение модуля конических передач, работающих без корпуса (открытых)

Зубчатой паре приходится работать в условиях абразивного износа, поломка зубьев является определяющей при выборе основных параметров передачи, поэтому проводится выбор модуля передачи из условия изгибной прочности [9]:

$$m'_e = k_m \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{F\beta} K_A Y_{F1,2} 10^3}{v_F z_1^2 \sigma_{FP1,2} u \sqrt{u^2 + 1} k_{be} (1 - 0,5 k_{be})}},$$

где $k_m = 1,75 (\beta = 0^\circ)$; остальные параметры определяют аналогично п. 4.3—4.4. Полученное значение модуля согласуется с величинами $m_{te\beta = 0^\circ} = d_{e1}/z_1$ при $\beta = 0^\circ$ или $m_{n\beta = 35^\circ} = (1,7 R_e/Z_c) \cos \beta_n$ при $\beta = 35^\circ$.

Для реверсивных передач σ_{FP} следует уменьшить на 25 %.

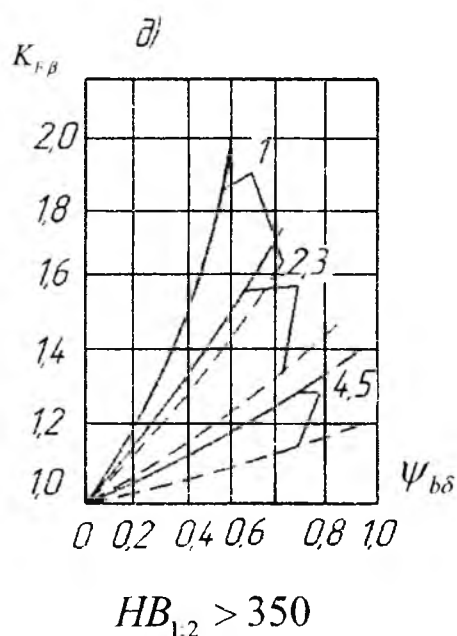
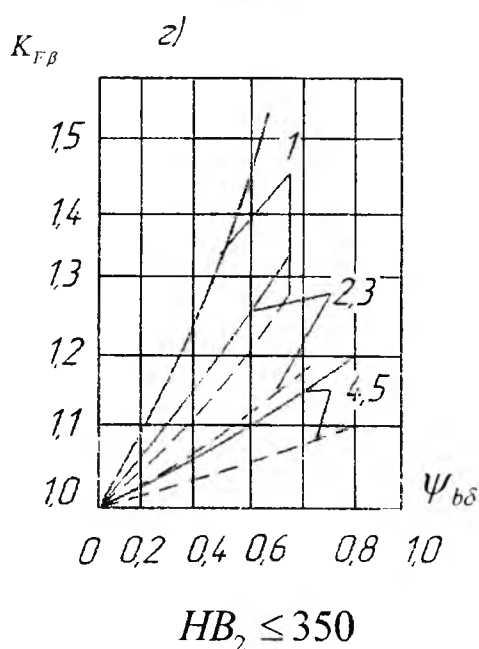
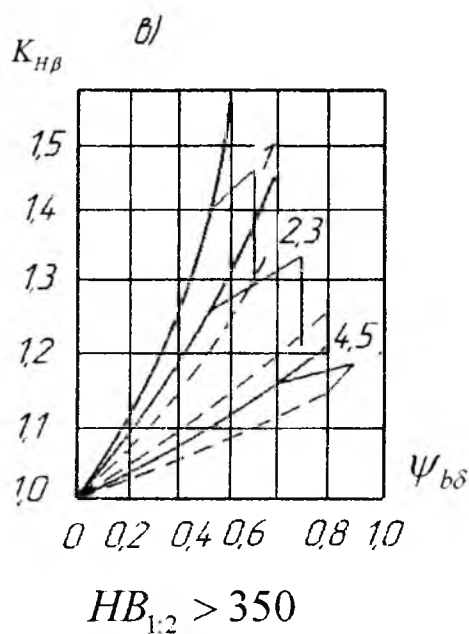
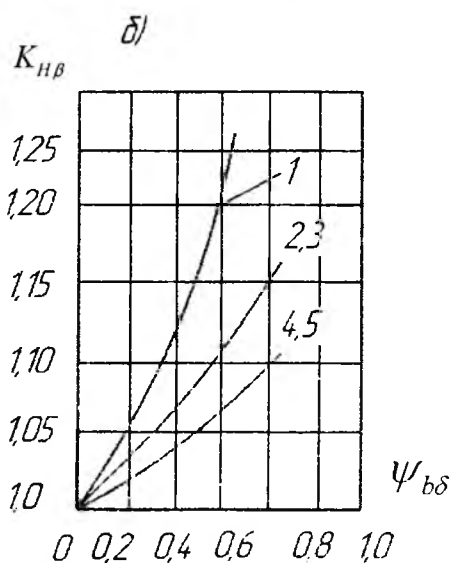
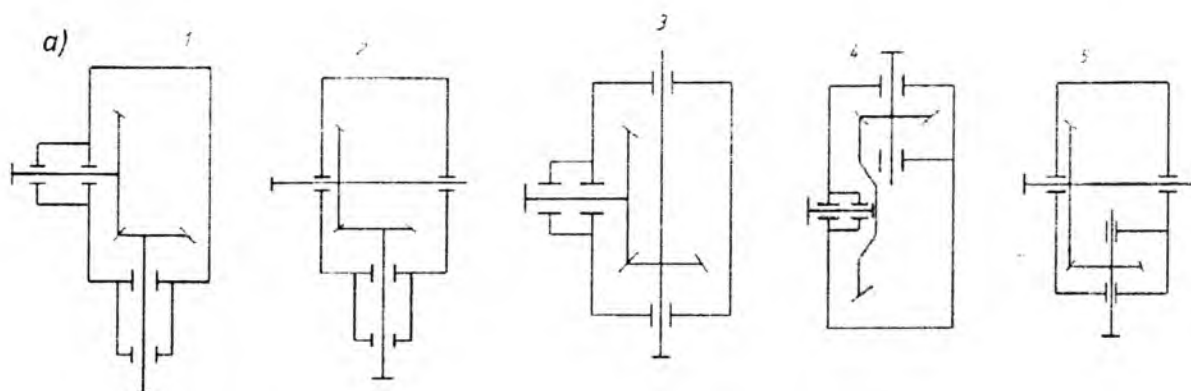


Рис. 4.3. Зависимости $K_{H\beta, F\beta}$ от типа редуктора, значения $\psi_{b\delta}$ и твердости.

Графики б и г при $HB_2 \leq 350$; в, д при HB_1 и $HB_2 > 350$, сплошные линии относятся к прямым зубьям, штриховые – к круговым

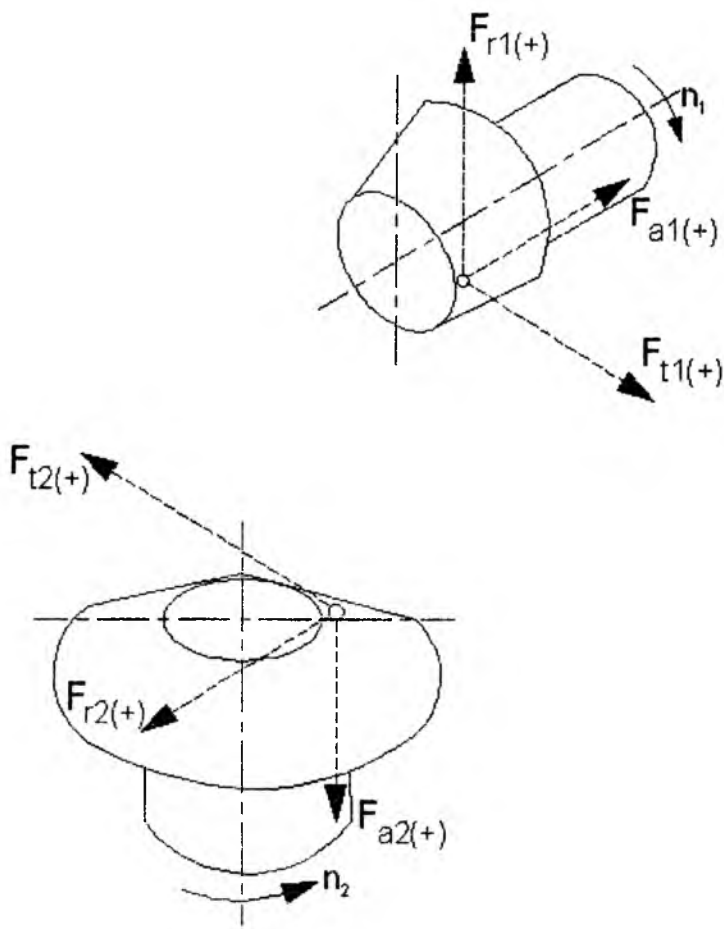


Рис. 4.4. Пространственная схема сил

4.4. Силы в зацеплении колес

В конических зубчатых передачах, независимо от формы зуба, нормальная сила F_n также определяется через три составляющие – окружную F_t , распорную (или радиальную) F_r и осевую F_a :

для ведущего зубчатого колеса

$$F_x = F_t (\operatorname{tg} \alpha \sin \beta) \pm \sin \beta_n \cos \delta) / \cos \beta_n; \quad (4.5)$$

$$F_r = F_t (\operatorname{tg} \alpha \cos \beta) \mp \sin \beta_n \sin \delta) / \cos \beta_n;$$

для ведомого зубчатого колеса

$$F_x = F_t (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta) \mp \sin \beta_n \cos \delta) / \cos \beta_n; \quad (4.6)$$

$$F_r = F_t (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta) \pm \sin \beta_n \sin \delta) / \cos \beta_n.$$

В формулах (4.5) и (4.6) надо брать верхний знак, если направления вращения и винтовой линии совпадают, нижний, в противном случае.

Значения составляющих сил для конических передач определяются по формулам, приведенным в табл. 4.7; знаки в зависимости от направления зуба и вращения колеса берутся по табл. 4.8. Направление вектора окружной силы F_t противоположно направлению вращения для шестерни и совпадает с ним для колеса (рис. 4.4). Распорная сила F_r для прямозубых передач направлена к центру колеса, для косозубых передач и передач с круговым зубом ее направление определяется знаком, полученным при расчете значения силы. Если величина силы получается со знаком «плюс», то вектор направлен к центру колеса; если со знаком «минус» – от центра вершины конуса; для колес с косым и круговым зубом направление вектора определяется знаком при нахождении силы. Если величина силы получается со знаком «плюс», то вектор направлен от вершины конуса, если со знаком «минус», то к вершине конуса.

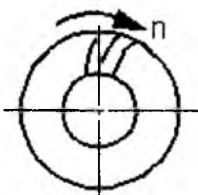
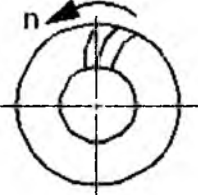
Таблица 4.7

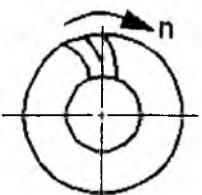
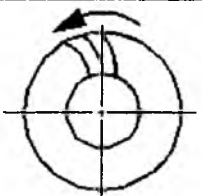
Определение сил, возникающих в конических зубчатых передачах

Сила	Конические зубчатые колеса	
	с прямым зубом	с круговым зубом
Окружная	$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 M}{d_m}$	
Распорная (радиальная)	$F_r = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d_m} \times \operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta$	$F_r = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d_m \cos \beta} \times (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta \pm \sin \beta \sin \delta)$
Осевая	$F_\alpha = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d_m} \times \operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta$	$F_\alpha = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d_m} \times (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta \pm \sin \beta \cos \delta)$

Таблица 4.8

Определение знаков сил

Схема	Направление зуба и вращения колеса	Знак в формуле	
		F_r	F_α
1	2	3	4
	Зуб правый, вращение по часовой стрелке	–	+
	Зуб правый, вращение против часовой стрелки	+	–

1	2	3	4
	Зуб левый, вращение по часовой стрелке	+	-
	Зуб левый, вращение против часовой стрелки	-	+

4.5. Проверочный расчет конических передач

4.5.1. Расчет зубьев на контактную прочность

Расчетные контактные напряжения, МПа [9, 19].

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt[2]{\frac{w_{HT} \cdot \sqrt[2]{u^2 + 1}}{v_H \cdot d_{m1} \cdot u}} \leq \sigma_{HP}, \quad (4.7)$$

где $Z_H = 1,77$ для прямых зубьев;

$\beta_n = 0$, $Z_H = 1,77 \cdot \cos \beta_n$ для косых зубьев, $\beta_n = 0^\circ - 35^\circ$ – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_E = 275$ – коэффициент, учитывающий свойства материалов колес, МПа^{-0,5}.

$Z_\epsilon = 1$ для прямых зубьев,

$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$ – для косых зубьев – коэффициент, учитывающий суммар-

ную длину контактных линий.

$w_{Ht} = \frac{F_t}{b} \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} \cdot k_A$ – удельная расчетная окружная сила, $\frac{Н}{мм}$.

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, определяется в соответствии с п. 3.4.2. (3.1).

$k_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; $k_{H\alpha} = 1$ для прямых зубьев. $k_{H\alpha}$ определяется по табл. 4.9 для не прямых зубьев; $k_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки. Определяется, после уточнения геометрических па-

раметров, по рис. 4.3 от твердости зубьев и $\psi_{b\delta}$; k_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении; определяют в зависимости от степени точности и твердости зубьев по табл. 4.11; k_A – коэффициент внешней динамической (по табл. 4.5); v_H – определяется по табл. 4.6 для не прямых зубьев, $v_H = 0,85$ для прямых зубьев.

4.5.2. Расчет зубьев на прочность при изгибе

Напряжение изгиба в опасном сечении

$$\sigma_{F1,2} = Y_{FS1,2} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\epsilon} \cdot \frac{w_{Fl}}{v_F \cdot m_n} \leq \sigma_{FP1,2},$$

где $w_{Fl} = \frac{F_l}{b} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{F\alpha} \cdot k_A \cdot k_{Fv}$ – удельная расчетная окружная сила при изгибе, $\frac{Н}{мм}$; $k_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (рис. 4.3); $k_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, для прямых зубьев $k_{F\alpha} = 1$, для не прямых определяется по табл. 4.9; k_A – по табл. 4.5; k_{Fv} – по табл. 4.11; v_F – по табл. 4.6 для не прямых зубьев и $v_F = 0,85$ для прямых;

$Y_{F1,2}$ – коэффициент, учитывающий форму зуба; определяют в зависимости от коэффициента смещения x и эквивалентного числа зубьев прямозубой передачи $Z_{v1,2} = Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2}$ и биэквивалентного числа зубьев $Z_{vn1,2} = Z_{1,2} / \cos \delta_{1,2} \cdot \cos^3 \beta_n$ конической передачи с не прямыми зубьями;

Таблица 4.9

Значения коэффициентов $k_{H\alpha}$ и $k_{F\alpha}$, учитывающих неравномерность нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев [9]

Окружная скорость колес v , м/с	Степень точности	$k_{H\alpha}$	$k_{F\alpha}$
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Свыше 5 до 10	7	1,05	1,20
	8	1,10	1,30
Свыше 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зубьев – $Y_\beta = 1$ для прямых зубьев и $Y_\beta = 1 - (\beta^\circ / 140)$ для не прямых;

Y_ϵ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев – $Y_\epsilon = 1$ и $Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$ для не прямых зубьев $\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,3 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta_n$.

Расчет производят по тому зубчатому колесу пары, у которого меньше отношение $\sigma_{FP1,2} / Y_{F1,2}$.

4.6. Примеры расчета конической зубчатой передачи

Пример 1.

Рассчитать прямозубую коническую зубчатую передачу при данных, приведенных в примере 3.5.1 р. 3.5. Опоры – роликовые подшипники.

Передача выполнена по схеме 1 рис. 4.3.

$$\Sigma = 90^\circ, n_1 = 945 \frac{\text{об}}{\text{мин}}, u = 3,15, T_1 = 100 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$T_2 = 296,611 \text{ Н}\cdot\text{м}, n_2 = 300 \frac{\text{об}}{\text{мин}},$$

передача неревверсивная.

$$L = 5 \text{ лет}, K_{\text{год}} = 0,8; K_{\text{сут}} = 0,7;$$

материал – Сталь 40Х; ТО – улучшение (табл. 3.5). $HB_1 = 270, HB_2 = 230,$

$$\sigma_{HP} = 374,2 \text{ МПа}, \sigma_{FP1} = 278 \text{ МПа}, \sigma_{FP2} = 231 \text{ МПа},$$

$$K_{be} = 0,3, Z_1 = 16, Z_2 = Z_1 \cdot u = 16 \cdot 3,15 = 50,$$

$$\delta_2 = \arctg 3,15 = 72^\circ 38' 7422'' = 72^\circ 23' 15'', \delta_1 = 17^\circ 36' 45'',$$

$$x_1 = 0,03 + 0,008(u - 2,5) = 0,03 + 0,008(3,15 - 2,5) = 0,0352, x_2 = -0,0352.$$

Определяем по (4.4) при

$$\Psi_{b\delta} = \frac{K_{be}}{(2 - K_{be}) \cdot \text{tg} \delta_1} = \frac{0,3}{(2 - 0,3) \cdot \text{tg} 17^\circ 36' 45''} = 0,556$$

из рис. 4.3 $K_{H\beta} = 1,18$; см. р. 4.3.1 – для прямозубых передач

$$d'_{e1} = 1013 \sqrt{\frac{296611 \cdot 1,18 \cdot 1 \cdot 1,3}{0,85 \cdot 374,2^2 \cdot (1 - 0,3) \cdot 0,3 \cdot 3,15^2}} = 123,65 \text{ мм},$$

где $v_H = 0,85$ для прямых зубьев $K_A = 1$, табл. 4.5; $K_{HV} = 1,3$, табл. 4.11;

$$m_{te} = \frac{d_{e1}}{z_1} = \frac{123,6}{16} = 8 \text{ мм}; \quad d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 8 \cdot 16 = 128 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 8 \cdot 50 = 400 \text{ мм}.$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{128}{2 \cdot \sin 17^\circ 36' 45''} = 212 \text{ мм.}$$

Ширина зубчатого венца $b_w = K_{be} \cdot R_e = 0,3 \cdot 212 = 64$, принимаем

$$b_w = K_{be} = \frac{b_w}{R_e} = \frac{55}{212} = 0,26.$$

Средний начальный диаметр $d_{m1} = d_{e1}(1 - 0,5) - 128 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,26) = 112$,
 $d_{m2} = 400 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,26) = 350$ мм.

Среднее конусное расстояние $R_m = R_e - 0,5b = 212 - 0,5 \cdot 55 = 184,5$ мм.

Средний модуль $m_m = m_{te} \cdot \frac{R_m}{R_e} = 8 \cdot \frac{184,5}{212} = 7$ мм.

Число зубьев эквивалентных зубчатых колес

$$Z_{vt1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{16}{\cos 17^\circ 36' 45''} = 16,8;$$

$$Z_{vt2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{50}{\cos 72^\circ 23' 15''} = 165.$$

Ширина зубчатого венца $b_w = K_{be} \cdot R_e = 0,26 \cdot 212 = 55$ мм.

Окружная скорость по среднему делительному диаметру

$$V_m = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 112 \cdot 945}{60 \cdot 1000} = 5,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

По таблице 3.7 назначаем степень точности передачи Ст 8.

Проверка на контактную выносливость

Окружная сила в зацеплении

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_2}{d_{m2}} = \frac{2000 \cdot 296,611}{350} = 1695 \text{ Н.}$$

Коэффициент, учитывающий распределения нагрузки, для прямых зубьев $K_{H\alpha} = 1$, тогда удельная расчетная окружная силы

$$W_{Ht} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_A = \frac{1695}{55} \cdot 1 \cdot 1,18 \cdot 1,24 \cdot 1 = 45 \left[\frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right].$$

Расчетные контактные напряжения σ_H , Н/мм², при $Z_H = 1,77$ – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев (4.2.1) [9];
 $Z_E = 275$ МПа – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес; $Z_\epsilon = 1$ – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{w_{Ht} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \cdot d_{m1} \cdot u}} = 1,77 \cdot 275 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{45 \cdot \sqrt{3,15^2 + 1}}{0,85 \cdot 112 \cdot 3,15}} = 342 \leq 374,2.$$

Условие выполнено. При значительном расхождении можно уточнить длину зуба $b = b' (\sigma_H / \sigma_{HP})^2$.

Расчет зубьев на выносливость при изгибе

1) $K_{FV} = 1,48$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении (табл. 4.11);

2) $K_{F\beta} = 1,42$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца на рис. 4.3;

3) $K_{F\alpha} = 1$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;

4) $Y_{FS1} = 4,25$, $Y_{FS2} = 3,59$ – коэффициент, учитывающий форму зуба при $Z_{v1} = 16,8$ и при $Z_{v2} = 165$ (рис. 3.9).

Рассчитаем соотношение

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} = \frac{278}{4,25} = 65 < \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} = \frac{237}{3,59} = 66.$$

Расчет ведем по шестерне.

5) Удельная расчетная окружная сила, $\frac{H}{мм}$

$$w_{Ft} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_A = \frac{1695}{55} \cdot 1,42 \cdot 1,48 \cdot 1 \cdot 1 = 65.$$

Расчетное напряжение изгиба зуба, МПа

$$\sigma_{F1} = \frac{w_{Ft}}{0,85 \cdot m_m} \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon = \frac{65}{0,85 \cdot 7} = 4,25 \cdot 1 \cdot 1 = 46,42 \leq 278 = \sigma_{HP1},$$

где для прямых зубьев $Y_\beta = 1$, $Y_\epsilon = 1$.

Условие выполнено.

Пример 2.

Рассчитать коническую зубчатую передачу с круговыми зубьями при данных, приведенных в примере 1. Опоры – роликовые подшипники, передача выполнена по схеме 1, рис. 4.3.

$$\Sigma = 90^\circ, n_1 = 945 \frac{\text{об}}{\text{мин}}, u = 3,15, T_2 = 296,611 \text{ Н}\cdot\text{м}, n_2 = 300 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

передача неревверсивная, $L = 5$ лет, $K_{\text{год}} = 0,9$, $K_{\text{сут}} = 0,7$;

материал – сталь 40х, ТО – улучшение;

$$HB_1 = 270, HB_2 = 230, \sigma_{HP} = 374,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP1} = 278 \text{ МПа}, \sigma_{FP2} = 237 \text{ МПа};$$

$$K_{be} = 0,3, z_1 = 16, z_2 = z_1 \cdot u = 16 \cdot 3,15 = 50;$$

$$\delta_2 = \arctg 3,15 = 72^\circ 38' 42'' = 72^\circ 23' 15'';$$

$$\delta_1 = 17^\circ 36' 45''.$$

Проектировочный расчет на контактную выносливость:

$$\text{Определяем: } \psi_{bd} = \frac{K_{be}}{(2 - K_{be}) \operatorname{tg} \delta_1} = \frac{0,3}{(2 - 0,3) \operatorname{tg} 17^\circ 36' 45''} = 0,556.$$

Определяем: $K'_{H\beta} = 1,18$ по рис. 4.3.

Расчетный внешний диаметр шестерни, мм, определяем по формуле (4.4):

$$d_{e1} = 90 \sqrt{\frac{296611 \cdot 1,18 \cdot 1 \cdot 1,3}{1,88 \cdot 374,2^2 (1 - 0,3) \cdot 0,3 \cdot 3,15^2}} = 84,56.$$

$K_A = 1$ – коэффициент внешней динамической нагрузки ГОСТ 21354-87.

$K_{H\beta} = 1,3$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении принимаем предварительно (табл. 4.11).

$\vartheta_H = 1,22 + 0,21 \cdot u = 1,22 + 0,21 \cdot 3,15 = 1,88$ (табл. 4.6) при $HB_{1,2} \leq 350$,
 $K_d = 90$ при круговых зубьях.

Модуль внешний окружной, мм

$$m_{te} = \frac{d_{e1}}{z_1} = \frac{84,56}{16} = 5,5.$$

Принимаем средний нормальный модуль, мм

$$m_n = \frac{m_{te} \cdot \cos \beta_n}{1 + 0,5 \cdot K_{be}} = \frac{5,5 \cdot \cos 35^\circ}{1 + 0,5 \cdot 0,252} = 3,92 \approx 4.$$

Средние делительные диаметры, мм

$$d_{m1} = 4 \cdot 16 = 64, \quad d_{m2} = 4 \cdot 50 = 200.$$

Среднее конусное расстояние, мм

$$R_m = \frac{m_n \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{2 \cos \beta_n} = \frac{4 \sqrt{16^2 + 50^2}}{2 \cos 35^\circ} = 128,175.$$

Внешние делительные диаметры:

$$R_e = \frac{m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{2} = \frac{5,5 \sqrt{16^2 + 50^2}}{2} = 144,368.$$

Рабочая длина зуба, мм:

$$b_w = R_e \cdot K_{be} = 144,368 \cdot 0,252 = 36,38 = 36.$$

По формуле (4.3):

$$x_{n(e)1} = -x_{n(e)1} = b \cdot \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_m}{z_1}}.$$

$$x_1 = x_{n1} = 2,4 \left(1 - \frac{1}{3,15^2}\right) \sqrt{\frac{\cos^3 35}{16}}.$$

Выбираем коэффициент смещения: $x_{n1} = 0,6$, $x_{n2} = -x_{n1} = -0,6$;
коэффициент изменения толщины зубьев шестерни (4.2):

$$x_{\tau 1} = -x_{\tau 2} = a \cdot (\sqrt{u} - 1) = 0,14 (\sqrt{3,15} - 1) = 0,11.$$

Окружная скорость, м/с: $V = \frac{\pi \cdot 64 \cdot 945}{60 \cdot 1000} = 3,2.$

Степень точности назначаем по табл. 3.10 Ст. 9.

Окружная сила в зацеплении, Н:

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_2}{d_{m2}} = \frac{2000 \cdot 296,611}{200} = 2966,11 \text{ Н}.$$

Расчетные контактные напряжения, МПа

$$\sigma_H = z_H \cdot z_E \cdot z_\epsilon \sqrt{\frac{w_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{v_H \cdot d_{m1} \cdot u}}.$$

Удельная расчетная окружная сила, Н/мм

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} K_A,$$

где коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями $K_{H\alpha} = 1,13$, $K_{F\alpha} = 1,35$ табл. 4.9.

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку $K_{HV} = 1,06$ табл. 4.11.

Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку $K_A = 1$, табл. 4.5, режим нагружения двигателя равномерный. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{H\beta} = 1,17$, рис. 4.3,

$$\text{при } \psi_{b\delta} = \frac{0,252}{(2 - 0,252) \operatorname{tg} 17^\circ 36' 45''} = 0,454;$$

$$w_{Ht} = \frac{2966}{36} \cdot 1,13 \cdot 1,17 \cdot 1,06 \cdot 1 = 115;$$

$$Z_E = 275 \text{ МПа}^{1/2}, \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,32}} = 0,87;$$

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2})] \cdot \cos \beta_n = [1,88 - 3,2(\frac{1}{16} + \frac{1}{50})] \cdot \cos 35^\circ = 1,32;$$

$$v_H = 1,22 + 0,21 \cdot u = 1,22 + 0,21 \cdot 3,15 = 1,88 \text{ (табл. 4.6);}$$

$$\sigma_H = 1,45 \cdot 275 \cdot 0,87 \sqrt{\frac{115 \cdot \sqrt{3,15^2 + 1}}{1,88 \cdot 64 \cdot 3,15}} = 345 \leq 374,2 = \sigma_{HP}.$$

При значительном расхождении можно уточнить величину $b = b' (\sigma_H / \sigma_{HP})^2$.
Условие прочности выполнено.

Проверка расчетных напряжений изгиба

$$\sigma_{F1,2} = Y_{FS1,2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{w_{Ft}}{v_F \cdot m_m}, \text{ МПа.}$$

Удельная расчетная окружная сила при изгибе, $\frac{\text{Н}}{\text{мм}}$

$$w_{Ft} = \frac{F}{\phi} K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FA} = \frac{2966}{36} \cdot 1,32 \cdot 1,12 \cdot 1,35 \cdot 1 = 164,$$

где $K_{Fv} = 1,12$, табл. 4.11, $K_{F\beta} = 1,32$, рис. 4.3;
 при $\psi_{bd} = 0,454$, $K_{F\alpha} = 1,35$, табл. 4.9; $K_{FA} = 1$, табл. 4.5.
 Из рис. 3.8 $Y_{F1} = 3,51$, $x_{n1} = -0,6$,

$$Z_{1vn} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_n} = \frac{16}{\cos 17^{\circ}36'45'' \cdot \cos^3 35^{\circ}} = 30,5.$$

$$Y_{F2} = 3,6 \text{ при } x_{n2} = -0,6 \text{ и } Z_{2vn} = \frac{50}{\cos 72^{\circ}23'15'' \cdot \cos^3 35^{\circ}} = 301.$$

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{35^{\circ}}{140} = 0,75, \quad Y_{\epsilon} = \frac{1}{\epsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,32} = 0,758,$$

$$v_F = 0,94 + 0,08 \cdot u = 0,94 + 0,08 \cdot 3,15 = 1,192 \text{ (табл. 4.6).}$$

Найдем отношения

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}} = \frac{278}{3,51} = 79,2 > \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}} = \frac{237}{3,6} = 65,8.$$

Расчет ведем по колесу, так как отношение меньше

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot 0,75 \cdot 0,758 \frac{164}{1,192 \cdot 4} = 70 < 237 = \sigma_{FP2}.$$

Условие прочности выполнено.

Пример 3.

Примеры расчета геометрических параметров ортогональных конических передач с круговыми зубьями приведены в табл. 4.10.

Таблица 4.10

Примеры расчета геометрических параметров ортогональных конических передач с прямыми и тангенциальными зубьями

Параметры		Обозначения и расчетные формулы	Числовые значения	
			прямые зубья	тангенциаль- ные зубья
1		2	3	4
Исходные данные				
Число зубьев	Шестерня	z_1	16	16
	Колесо	z_2	50	50
Внешний модуль, мм	окружной	m_e	8	—
	нормальный	m_{ne}	—	4

1		2	3	4
Внешний исходный контур	торцовый	—	По ГОСТ 13754-68	—
	нормальный	—	—	По ГОСТ 13754-68
Внешний угол наклона зубьев, °		β_{ne}	0	15
Направление линии зуба	Шестерня	—	—	Правое
	Колесо	—	—	Левое
Расчет				
1. Число зубьев плоского колеса		$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	52,4976	52,4976
2. Внешний окружной модуль, мм		$m_{te} = m_{ne} / \cos \beta_{ne}$	—	4,1411
3. Внешнее конусное расстояние, мм		$R_e = 0,5 m_e z_c$	209,9905	108,6989
4. Осевая форма венца, мм		—	I	II
5. Ширина зубчатого венца, мм		$b \leq 0,3 R_e$	63	32
6. Коэффициент ширины зубчатого венца		$K_{be} = b / R_e$	0,3	0,2944
7. Среднее конусное расстояние, мм		$R = R_e - 0,5b$	178,4905	92,6989
8. Средний угол наклона зубьев		$\sin \beta_n = \frac{R_e}{R} \sin \beta_{ne}$	0	17°23'20"
9. Средний модуль, мм	нормальный	$m_n = m_{ne} R \cos \beta_n / (R_e \cos \beta_{ne})$	—	3,4112
	окружной	$m = m_e R / R_c$	6,7999	—
10. Средний делительный диаметр, мм	Шестерня	$d_1 = m z_1 = m_n z_1 / \cos \beta_n$	108,7991	56,5048
	Колесо	$d_2 = m z_2 = m_n z_2 / \cos \beta_n$	399,9973	176,5776
11. Передаточное число		$u = z_2 / z_1$	3,125	3,125
12. Угол делительного конуса	Шестерня	$\operatorname{tg} \delta_1 = 1 / u$	17°44'41"	17°44'41"
	Колесо	$\delta_2 = \Sigma - \delta_1$	72°15'19"	72°15'19"
13. Коэффициент смещения	Шестерня	x_{e1} и x_{en1}	0,46	0,46
	Колесо	$x_{e2} = -x_{e1}$; $x_{en2} = -x_{en1}$	−0,46	−0,46
14. Коэффициент изменения толщины зубьев	Шестерня	$x_{\tau 1 \beta=0} = 0,03 + 0,008(u - 2,5)$ $x_{\tau 1 \text{тангенциальное}} = 0$	0,0352	0,0352
	Колесо	$x_{\tau 2} = -x_{\tau 1}$	−0,0352	−0,0352
15. Внешняя высота головки зуба, мм	Шестерня	$h_{ae1} = (h_a^* + x_{e1}) m_e$	11,68	—
		$h_{ae1} = (h_a^* + x_{ne1}) m_{ne}$	—	5,84
	Колесо	$h_{ae2} = (h_a^* + x_{e2}) m_e$	4,32	—
		$h_{ae2} = (h_a^* + x_{ne2}) m_{ne}$	—	2,16

1		2	3	4
16. Внешняя высота ножи зуба, мм	Шестерня	$h_{fe1} = (h_a^* + c^* - x_{e1})m_e$	5,92	–
		$h_{fe1} = (h_a^* + c^* - x_{ne1})m_{ne}$	–	2,96
	Колесо	$h_{fe2} = (h_a^* + c^* - x_{e2})m_e$	13,28	–
		$h_{fe2} = (h_a^* + c^* - x_{ne2})m_{ne}$	–	6,64
17. Внешняя высота зуба, мм	Шестерня	$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1}$	17,6	8,8
	Колесо	$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2}$	17,6	8,8
18. Внешняя окружная толщина зубьев, мм	Шестерня	$s_{e1} = (0,5\pi + 2x_{e1}\text{tg}\alpha + x_{\tau1})m_e$	15,5268	–
		$s_{e1} = (0,5\pi + 2x_{ne1}\text{tg}\alpha_n + x_{\tau1})m_{te}$	–	8,0372
	Колесо	$s_{e2} = (0,5\pi + 2x_{e2}\text{tg}\alpha + x_{\tau2})m_e$	9,6059	–
		$s_{e2} = (0,5\pi + 2x_{ne2}\text{tg}\alpha_n + x_{\tau2})m_{te}$	–	4,9724
19. Эксцентриситет, мм		$r_t = R_e \sin \beta_{ne}$	–	28,1333
20. Вспомогательный коэффициент		$\kappa_{rt} = \frac{1}{K_{be}} (1 - \sqrt{\frac{(R_e - b)^2 - r_t^2}{R_e^2 - r_t^2}})$	1	1,0884
21. Угол ножи зубьев	Шестерня	$\theta_{f1} = \arctg(h_{fe1}/R_e)$	1°36'53"	–
		$\theta_{f1} = \arctg \frac{(h_a^* + c^*)m_{ne}}{R_e} \kappa_{rt} - \arctg \frac{x_{ne1}m_{ne}}{R_e}$	–	1°46'56"
	Колесо	$\theta_{f2} = \arctg(h_{fe2}/R_e)$	3°37'07"	–
		$\theta_{f2} = \arctg \frac{(h_a^* + c^*)m_{ne}}{R_e} \kappa_{rt} - \arctg \frac{x_{ne2}m_{ne}}{R_e}$	–	3°43'19"
22. Угол головки зубьев	Шестерня	$\theta_{\alpha1} = \theta_{f2}$	3°37'07"	3°43'19"
	Колесо	$\theta_{\alpha2} = \theta_{f1}$	1°36'53"	1°46'56"
23. Угол конуса вершин	Шестерня	$\delta_{\alpha1} = \delta_1 + \theta_{\alpha1}$	21°21'48"	21°27'60"
	Колесо	$\delta_{\alpha2} = \delta_2 + \theta_{\alpha2}$	73°52'13"	74°02'15"
24. Угол конуса впадин	Шестерня	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$	16°07'47"	15°57'45"
	Колесо	$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$	68°38'12"	68°32'47"

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить внешний окружной модуль в конической передаче, если известно: модуль средний $m = 6,3$ мм; длина зуба $b = 75$ мм; число зубьев шестерни $z_1 = 25$; число зубьев колеса $z_2 = 50$.

Задача 2. Определить силы, действующие в конической прямозубой зубчатой передаче, если дано: мощность $N=10,9$ кВт; частота вращения вала шестерни $n_1=235$ об/мин; $z_1=25$ модуль наружный $m_g=8$ мм; ширина зуба $b_{\varpi}=70$ мм.

Задача 3. Определить геометрические параметры закрытой конической зубчатой передачи при следующих данных: передаваемая мощность $N=14$ кВт; частота вращения вала шестерни $n_1=980$ об/мин, ведомого вала $n_2=490$ об/мин. Материал колес – сталь 45 нормализованная. Нагрузка переменная, циклограмма нагружения [19]. Срок службы передачи $L_h=10000$ ч.

Задача 4. Определить основные размеры открытой конической прямозубой передачи по следующим данным: мощность на валу шестерни $N=14$ кВт; частота вращения шестерни $n_1=45$ об/мин; передаточное число $u=3$; число зубьев шестерни $z_1=20$; материал шестерни и колеса – сталь 45 нормализованная; нагрузка переменная; режим нагружения – средний нормальный [19]. Кратковременные перегрузки ($N_{\text{пус}}=1,8N$ кВт) составляют $0,01N_{\Sigma}$ циклов. Срок службы передачи $L_h=15000$ ч.

Задача 5. Определить крутящий момент, который может передать прямозубая коническая передача при следующих данных: внешний модуль $m_g=6$ мм; число зубьев шестерни $z_1=20$; передаточное число $u=2$; частота вращения шестерни $n_1=100$ об/мин; длина зуба $b_{\varpi}=0,25R_e$ (R_e – конусное расстояние). Материал колес – сталь 45 улучшенная; режим нагружения – тяжелый (рис. 1.8, в); срок службы передачи $L_h=12000$ ч.

Таблица 4.11

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку

Степень точности	Твердость зубьев	Коэффициенты	Окружная скорость колес V , м/с		
			3	5	8
8	а	k_{HV}	1,15/1,06	1,24/1,10	1,48/1,19
		k_{FV}	1,30/1,12	1,48/1,19	1,96/1,38
	б	k_{HV}	1,09/1,03	1,15/1,06	1,30/1,12
		k_{FV}	1,09/1,03	1,15/1,06	1,30/1,12
9	а	k_{HV}	1,12/1,06	1,28/1,11	1,56/1,22
		k_{FV}	1,33/1,12	1,56/1,22	2,25/1,45
	б	k_{HV}	1,09/1,03	1,17/1,07	1,35/1,14
		k_{FV}	1,09/1,03	1,17/1,07	1,35/1,14

Расчета геометрических параметров ортогональных конических передач с круговыми зубьями

Параметры	Обозначения и расчетные формулы	Численные значения		
		Пример 1	Пример 2	Пример 3
		3	4	5
Исходные данные				
Число зубьев	Шестерня	16	16	16
	Колесо	50	33	58
Модуль, мм	Средний нормальный (расчетный)	—	4	—
	Внешний окружной	5,5	—	10
Средний угол наклона зуба (расчетный)	Шестерня	35	25	—
	Колесо	правое	правое	левое
Средний нормальный исходный контур	Направление зуба	—	левое	правое
		—	По ГОСТ 16202-70	
Расчет				
1. Число зубьев плоского колеса	$Z_c = (Z_1^2 + Z_2^2)$	52,498	36,674	60,166
2. Среднее конусное расстояние, мм	$R = m_n z_c / (2 \cdot \cos \beta_n)$	—	80,931	—
3. Среднее конусное расстояние	$R_e = 0,5 m_{te} z_e$	144,368	—	300,832
4. Выбор осевой формы зуба	—	I	II	III (с равноширокими зубьями)
5. Ширина зубчатого венца, мм	b	36	26	75
6. Среднее конусное расстояние для зубьев форм I и III, мм	$R = R_e - 0,5b$	126,368	—	263,332
7. Среднее конусное расстояние для зубьев форм II, мм	$R_e = R + l_e$	—	При $l_e = 0,5b$ 13	—
8. Метод обработки зубьев колеса	—	Двусторонний	Двусторонний	Односторонний
9. Вспомогательный коэффициент	$K_l = 2l_e / b$	—	I	—
10. Номинальный диаметр зуборезной головки, мм	D_e	250	160	400

1		2	3	4	5
11. Средний угол наклона линии зубьев формы III		$\sin \beta_n = \frac{d'_0}{2R} (1 - 0,5 \frac{b^2}{d_0^2})$	—	—	17°26'41,5"
12. Проверка правильности выбора рекомендуемой осевой формы зубьев		По рис. 1.2 ГОСТ 19326-73	Правильно	Правильно	Правильно
13. Средний нормальный модуль зубьев, мм	Форма I	$M_n = (m_{te} - k_f b / z_c) \cos \beta_n$	3,944	—	—
	Форма III	$M_n = m_{te} (R / R_e) \cos \beta_n$	—	—	8,351
14. Проверка соответствия выбранного диаметра зуборезной головки по величине m_n			Соответствует	Соответствует	Соответствует, так как высота зуба определяется значением m_n
15. Передаточное число		$U = z_2 / z_1$	3,125	2,063	3,625
16. Угол делительного конуса	Шестерня	$\operatorname{tg} \delta_1 = 1 / u$	17°44'41"	25°51'59"	15°25'19,8"
	Колесо	$\delta_2 = 90 - \delta_1$	72°15'19"	64°8'1"	74°34'40,2"
17. Проверка отсутствия вторичного резания колеса		ГОСТ 19326-73, рис. 3, с. 46	Отсутствует	Отсутствует	При чистовой обработке отсутствует
18. Коэффициент смещения	Шестерня	X_{n1}	0,4	0,34	0,46
	Колесо	$X_{n2} = -X_{n1}$	−0,4	−0,34	−0,46
19. Коэффициент изменения толщины зубьев шестерни		$X_{T1} \approx 0,01u + 0,00267\beta_n$, где β_n – в градусах	0,125	0,08	0,083
20. Развод резцов зуборезной головки для чистовой двусторонней обработки колеса		Расчет по формуле $W'_2 = m_n [0,5\pi + X_{T1} - 2(h_a^* + c^*) \operatorname{tg} \alpha_n]$	$W'_2 = 3,098$ По табл. 4.4 $W'_2 = 2,6$, условие выполняется	$W'_2 = 2,993$ По табл. 4.4 $W'_2 = 2,6$, условие выполняется	—

1		2	3	4	5	
21. Поправка на высоту ножки зуба при заданном m_n , мм		$\delta h_f = 0,5(W_2'' - W_2) \operatorname{ctg} \alpha_n$	—	0,054	—	
22. Внешний окружной модуль при заданном m_n , мм		$M_{te} = 2R_e / z_c$	—	5,122	—	
23. Уточненное значение коэффициента изменения толщины зубьев шестерни при заданном W_2		$X_{T1} = -0,5\pi + (h_a^* + c^*) \operatorname{tg} \alpha_n$	0,125	—	—	
24. Высота ножки зуба в расчетном сечении, мм	Шестерня	$h_f = (h_a^* + c^* - x_n) m_n + \delta h_f$	3,352	3,64	6,597	
	Колесо		6,507	6,36	14,28	
25. Нормальная толщина зуба в расчетном сечении, мм	Шестерня	$S_{n1} = (0,5\pi + 2S_{n1} \operatorname{tg} \alpha_n + X_{T1}) m_n$	7,835	7,623	16,607	
	Колесо		4,555	4,944	9,628	
26. Сумма углов ножек шестерни и колеса (для зубьев осевой формы II)		$\theta_f \Sigma = k / \sin \beta_n$, где $k = (C_1 - C_2 R) / z_c$; C_1 и C_2 — по приложению 4 ГОСТ 19326-73	—	$K = 216,202$ $221' = 3^\circ 41' 39''$ $C_1 = 13837$ $C_2 = 73$	—	
27. Угол ножки зубьев	Осевая форма I: Шестерня Колесо	$\operatorname{tg} \theta_{f1} = h_{f1} / R$ $\operatorname{tg} \theta_{f2} = h_{f2} / R$	$1^\circ 31' 10''$ $2^\circ 56' 52''$	— —	— —	
		$\theta_{f1} = \theta_f \Sigma (0,5 - \frac{2}{\pi} x_{n1} \operatorname{tg} \alpha_n)$ $\theta_{f2} = \theta_f \Sigma - \theta_{f1}$	— —	$3^\circ 41' 39''$ $4^\circ 29' 36''$	— —	
	Осевая форма III: Шестерня Колесо	$\theta_{f1} = 0$ $\theta_{f2} = 0$	— —	— —	0 0	

1	2	3	4	5
28. Угол головки зубьев	Осевая форма I: Шестерня Колесо	$\theta_{a1} = \theta_{f2}$ $\theta_{a2} = \theta_{f1}$	2°56'52" 1°31'10"	
	Осевая форма II: Шестерня Колесо	$\theta_{a1} = K_{a1}\theta_{f2}; K_{a1}$ $\theta_{a2} = K_{a2}\theta_{f1}; K_{a2}$	1°56'38" 1°20'12"	
	Осевая форма III: Шестерня Колесо	$\theta_{a1} = 0$ $\theta_{a2} = 0$		0 0
	Шестерня	$\Delta h_{ae1} = l_e \operatorname{tg} \theta_{a1}$	0,441 (при $l_e 0,5b$)	0
29. Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец	Колесо	$\Delta h_{ae2} = l_e \operatorname{tg} \theta_{a2}$	0,303	0
	Шестерня	$\Delta h_{fe1} = l_e \operatorname{tg} \theta_{f1}$	0,477	0
30. Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец, мм	Колесо	$\Delta h_{fe2} = l_e \operatorname{tg} \theta_{f2}$	1,022	0
	Шестерня	$\delta h_{a1} = (b - l_e)(\operatorname{tg} \theta_{f2} - \operatorname{tg} \theta_{a1})$	0	0
31. Уменьшение высоты головки зуба в расчетном сечении, мм	Колесо	$\delta h_{a2} = (b - l_e)(\operatorname{tg} \theta_{f1} - \operatorname{tg} \theta_{a2})$	0,281	0
	Шестерня	$h_{a1} = (h_a^* + \chi_{n1})m_n - \delta h_{a1}$	5,521	12,192
32. Высота головки зуба в расчетном сечении, мм	Колесо	$h_{a2} = (h_a^* + \chi_{n2})m_n - \delta h_{a2}$	2,366	4,509

1	2	3	4	5
33. Внешняя высота головки зуба, мм	Шестерня $h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1}$	6,448	5,221	12,192
	Колесо $h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2}$	2,844	2,662	4,509
34. Внешняя высота ножки зуба, мм	Шестерня $h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1}$	3,83	4,225	6,597
	Колесо $h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2}$	7,434	7,382	14,28
35. Внешняя высота зуба, мм	Шестерня $h_{e1} = h_{ae1} + \Delta h_{fe1}$	6,925	5,806	12,192
	Колесо $h_{e2} = h_{ae2} + \Delta h_{fe2}$	3,77	3,684	4,509
36. Угол конуса вершин	Шестерня $\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$	20°41'32,4"	27°48'37"	15°25'19,8"
	Колесо $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$	16°13'30,6"	65°28'13"	74°34'40,2"
37. Угол конуса впадин	Шестерня $\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$	16°13'30,6"	23°17'28"	15°25'19,8"
	Колесо $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$	69°18'27,6"	59°38'25"	74°34'40,2"
38. Средний делительный диаметр, мм	Шестерня $d_1 = m_n z_1 / \cos \beta_n$	77,028	70,616	140,055
	Колесо $d_2 = m_n z_2 / \cos \beta_n$	240,713	145,646	507,701
39. Внешний делительный диаметр, мм	Шестерня $d_{e1} = m_{te} z_1$	88	81,959	160
	Колесо $d_{e2} = m_{te} z_2$	275	169,041	580
40. Внешний диаметр вершин, мм	Шестерня $d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos \delta_1$	100,282	91,355	183,506
	Колесо $d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos \delta_2$	276,733	171,364	582,398
41. Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин, мм	Шестерня $B_1 = d_{e2} / 2 - h_{ae1} \cdot \sin \delta_1$	133,468	79,428	286,345
	Колесо $B_2 = d_{e1} / 2 - h_{ae2} \cdot \sin \delta_2$	42,222	38,383	78,648
42. Коэффициент осевого перекрытия	$\varepsilon_\beta = b \cdot \sin \beta_n / (\pi \cdot m_n)$	1,817	2,018	0,857

5. ПЛАНЕТАРНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

5.1. Общие сведения

Вследствие рационального использования внутреннего зацепления и равномерного распределения нагрузки между сателлитами планетарные механизмы имеют значительно меньшие габариты и массу по сравнению с другими механизмами. Кроме того, планетарные механизмы позволяют осуществлять сложение и деление движений, что обеспечило им широкое применение в разветвленных приводах с разделением потоков мощности – например, в трансмиссиях автомобилей и тракторов, в приводах энергетических установок, металлорежущих станков и прокатных станов.

Планетарными называются механизмы, имеющие хотя бы одно из колес, перемещающееся вместе со своей геометрической осью относительно центрального колеса.

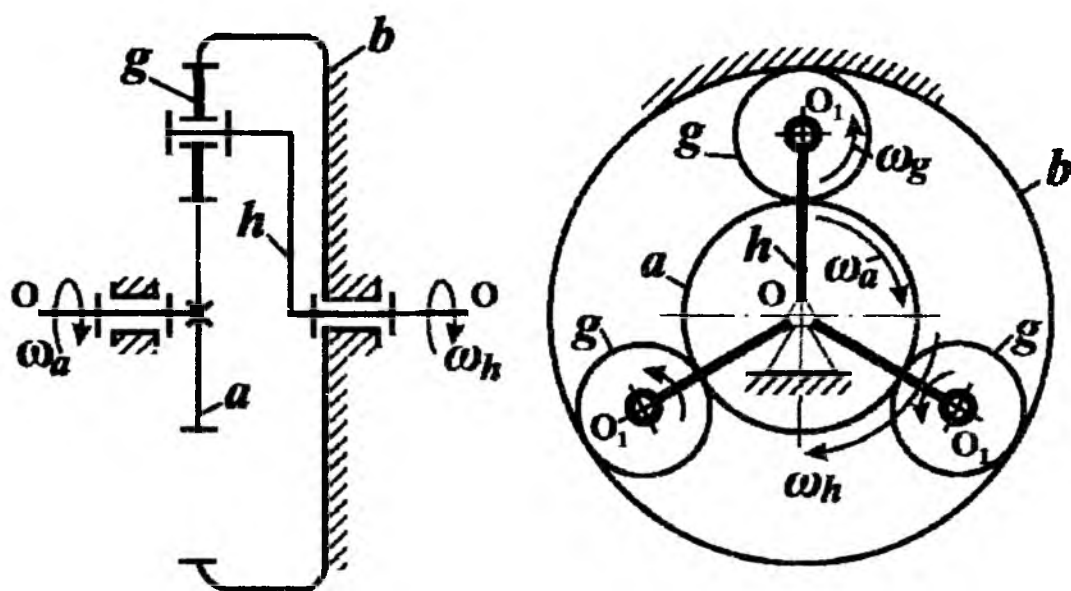


Рис. 5.1. Схема трехзвенного планетарного механизма

На рис. 5.1 показан классический трехзвенный планетарный механизм. Звено, в котором установлены зубчатые колеса с подвижными осями, называется *водилом* и обозначается буквой h . Геометрическая ось, относительно которой вращается водило h , называется *основной осью* (O). Зубчатые колеса, имеющие подвижные геометрические оси, называются *сателлитами* и обозначаются g или f . В работе сателлит совершает плоскопараллельное движение: вращение относительно собственной оси (O_1), закрепленной в водиле, и переносное (поступательное круговое) вместе с водилом относительно основной оси (O). Зубчатые колеса, зацепляющиеся с сателлитами и имеющие оси, совпадающие с основной, называются *центрными колесами*. Центральные колеса внешнего зацепления обозначаются a или c , внутреннего – b или d (рис. 5.2). Сателлиты, сцепленные с центральным колесом

значается буквой i_{12}^3 с добавлением трех индексов, соответствующих обозначению ведущего (1), ведомого (2) и остановленного (3) звеньев:

$$i_{12}^3 = i_{AB}^C = \frac{\omega_A - \omega_C}{\omega_B - \omega_C}. \quad (5.1)$$

Формула (5.1) выражает **основной кинематический закон** дифференциального механизма, то есть кинематическую зависимость двух основных звеньев (например, ведущего A и ведомого B) относительно неподвижной системы отсчета (звено C) (см. рис. 5.3).

Дифференциальные и планетарные механизмы с тремя основными звеньями при различных сочетаниях ведущего, ведомого и остановленного звеньев характеризуются шестью значениями относительных передаточных отношений: $i_{AB}^C, i_{BA}^C, i_{AC}^B, i_{CA}^B, i_{BC}^A, i_{CB}^A$.

Абсолютное передаточное отношение (далее передаточное отношение) планетарного механизма определяется как отношение абсолютных угловых скоростей ведущего (1) и ведомого (2) звеньев и является одним из значений относительных передаточных отношений:

$$i_{пл} = i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i_{12}^3.$$

Сформулируем некоторые важные принципы, вытекающие из основного закона (5.1).

1. Принцип реверсивности.

Так как $i_{AB}^C = \frac{\omega_A - \omega_C}{\omega_B - \omega_C}$ и $i_{BA}^C = \frac{\omega_B - \omega_C}{\omega_A - \omega_C}$ можно записать, что

$$i_{AB}^C = \frac{1}{i_{BA}^C}. \quad (5.2)$$

Формула (5.2) позволяет определять относительные передаточные отношения при изменении ведущих звеньев на ведомые и наоборот.

Применительно к планетарному механизму (см. рис. 5.1) формула (5.2) трансформируется в следующие зависимости:

$$i_{ah}^b = \frac{1}{i_{ha}^b}; \quad i_{ab}^h = \frac{1}{i_{ba}^h}; \quad i_{bh}^a = \frac{1}{i_{hb}^a}.$$

2. **Принцип нулевой инверсии.** Одним из основных звеньев дифференциального механизма является водило h . При остановке водила ($\omega_h = 0$)

механизм превращается в простую зубчатую передачу, в которой сателлит выполняет роль паразитного колеса. Относительное передаточное отношение при этом рассчитывается по формуле

$$i_{AB}^h = \left(\pm \frac{z_B}{z_A} \right), \tag{5.3}$$

где z_A, z_B – числа зубьев звеньев A, B .

Относительное передаточное отношение положительно при одинаковом направлении угловых скоростей звеньев A и B и отрицательно при противоположном.

Применительно к планетарному механизму (см. рис. 5.1) знаки для формулы (5.3) определяются согласно рис. 5.4:

- а) $i_{ab}^h = i_{ag} i_{gb} = \left(-z_g / z_a \right) \left(z_b / z_g \right) = -z_b / z_a;$
- б) $i_{ab}^h = i_{ag} i_{gg'} i_{g'b} = \left(-z_g / z_a \right) \left(-z_{g'} / z_g \right) \left(z_b / z_{g'} \right) = z_b / z_a.$

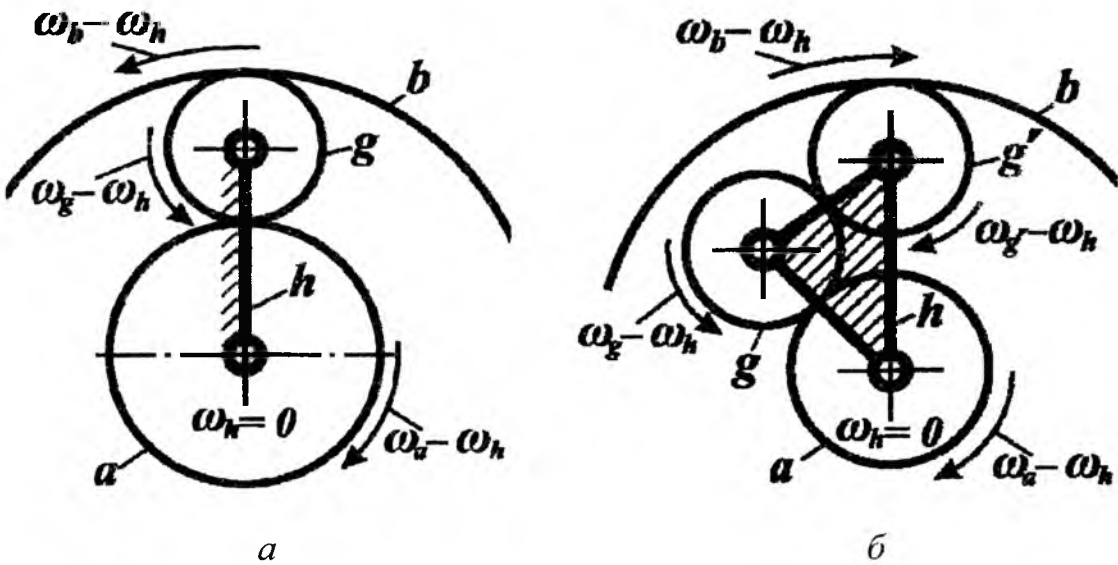


Рис. 5.4. К определению знаков относительных передаточных отношений:
 а – схема с классическим сателлитом – g ; б – схема с рядным сателлитом – $g - g'$

3. Принцип «единицы». Сумма относительных передаточных отношений двух параллельных силовых потоков дифференциального механизма при попеременной остановке двух ведомых звеньев всегда равна единице:

$$i_{AB}^C + i_{AC}^B = \frac{\omega_A - \omega_C}{\omega_B - \omega_C} + \frac{\omega_A - \omega_B}{\omega_C - \omega_B} = \frac{\omega_A - \omega_C}{\omega_B - \omega_C} - \left(\frac{\omega_A - \omega_B}{\omega_B - \omega_C} \right) = \frac{\omega_B - \omega_C}{\omega_B - \omega_C} = 1;$$

$$i_{AB}^C = 1 - i_{AC}^B. \tag{5.4}$$

Зависимость (5.4) показывает, что для определения относительного передаточного отношения при любом заданном расположении индексов в левой части необходимо в правой части поменять местами верхний и второй нижний индексы.

Применительно к планетарному механизму (см. рис. 5.1) получаем различные вариации формулы (5.4):

$$i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h; \quad i_{bh}^a = 1 - i_{ba}^h; \quad i_{hb}^a = 1 - i_{ha}^b.$$

4. *Принцип взаимозависимости угловых скоростей.* Из формулы (5.1) определим угловую скорость звена дифференциального механизма по известным угловым скоростям двух других звеньев и относительным передаточным отношениям:

$$i_{AB}^C = \frac{\omega_A - \omega_C}{\omega_B - \omega_C};$$

$$\omega_A - \omega_C = i_{AB}^C (\omega_B - \omega_C) = i_{AB}^C \omega_B - i_{AB}^C \omega_C;$$

$$\omega_A = i_{AB}^C \omega_B + \omega_C (1 - i_{AB}^C).$$

Так как согласно (5.4) $1 - i_{AB}^C = i_{AC}^B$, окончательно получаем принцип взаимозависимости угловых скоростей (частот вращения):

$$\left. \begin{aligned} \omega_A &= i_{AB}^C \omega_B + i_{AC}^B \omega_C; \\ n_A &= i_{AB}^C n_B + i_{AC}^B n_C. \end{aligned} \right\} \quad (5.5)$$

Для звеньев дифференциального и планетарного механизмов (см. рис. 5.1) будут справедливы следующие равенства:

$$\left. \begin{aligned} n_a &= i_{ab}^h n_b + i_{ah}^b n_h; & n_g &= i_{gb}^h n_b + i_{gh}^b n_h; \\ n_b &= i_{ba}^h n_a + i_{bh}^a n_h; & & \\ n_h &= i_{ha}^b n_a + i_{hb}^a n_b; & n_g &= i_{ga}^h n_a + i_{gh}^a n_h. \end{aligned} \right\} \quad (5.6)$$

Построение системы равенств (5.6) для зацепления $c-f-d$ (см. рис. 5.2) производится аналогично.

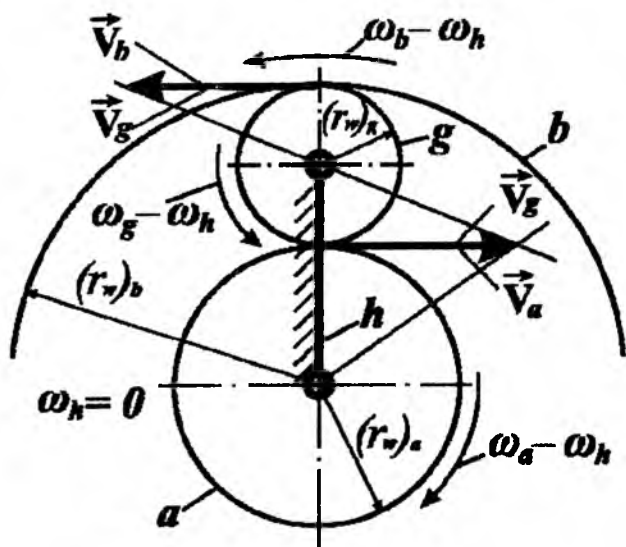


Рис. 5.5. К определению относительной частоты вращения сателлитов $(\omega_g - \omega_h)$

5. Принцип относительного движения сателлитов. При расчете подшипников сателлитов на прочность и долговечность необходимо знать угловые скорости сателлита в движении относительно водила. На рис. 5.5 представлен план окружных скоростей полюсов зацепления начальных окружностей зубчатых колес дифференциального механизма при остановленном водиле. Обозначив радиусы начальных окружностей колес (r_w) , определим окружные скорости полюсов зацепления:

$$\overline{V_g} = -(\omega_g - \omega_h)(r_w)_g; \quad \overline{V_a} = (\omega_a - \omega_h)(r_w)_a;$$

$$\overline{V_b} = -(\omega_b - \omega_h)(r_w)_b.$$

Исходя из равенства окружных скоростей $\overline{V_g} = \overline{V_a} = \overline{V_b}$, приравняем правые части уравнений. Учитывая, что радиусы начальных окружностей зубчатых колес пропорциональны числам их зубьев, получим формулы для определения относительных угловых скоростей сателлитов:

$$-(\omega_g - \omega_h)(r_w)_g = (\omega_a - \omega_h)(r_w)_a = -(\omega_b - \omega_h)(r_w)_b;$$

$$(\omega_g - \omega_h) = (\omega_a - \omega_h) \left(-\frac{z_a}{z_g} \right) = (\omega_b - \omega_h) \frac{z_b}{z_g}$$

или в частотах вращения для зацепления $a - g - b$:

$$(n_g - n_h) = \begin{cases} (n_a - n_h) \left(-z_a / z_g \right); \\ (n_b - n_h) \left(z_b / z_g \right). \end{cases} \quad (5.7)$$

Применительно к планетарным механизмам формулу (5.7) преобразуем с учетом наличия остановленных звеньев:

$$(n_g - n_h) = \begin{cases} n_h(z_a/z_g), & \text{при } n_a = 0; \\ (-n_h)(z_b/z_g), & \text{при } n_b = 0. \end{cases} \quad (5.8)$$

Для зацепления $c-f-d$ (см. рис. 5.2) в формулах (5.7) и (5.8) индексы a, g, b меняются соответственно на индексы c, f, d .

5.3. Особенности прочностного расчета планетарных механизмов

Значение сил в зацеплении и вращающих моментов на основных звеньях дифференциального и планетарного механизмов являются основными исходными параметрами для расчета зубьев колес, подшипниковых узлов, элементов управления (тормозных и блокировочных муфт) и других деталей.

Пренебрегая потерями на трение, при установившемся режиме движения *энергетическое состояние дифференциального механизма* (см. рис. 5.3) можно описать условием равновесного силового состояния (5.9) и условием мощностного баланса (5.10):

$$T_A + T_B + T_C = 0; \quad (5.9)$$

$$T_A \omega_A + T_B \omega_B + T_C \omega_C = 0. \quad (5.10)$$

Выразим из уравнения (5.9) вращающий момент, например, звена $CT_C = -(T_A + T_B)$ и подставим в (5.10):

$$T_A \omega_A + T_B \omega_B - (T_A + T_B) \omega_C = 0;$$

$$T_A (\omega_A - \omega_C) + T_B (\omega_B - \omega_C) = 0;$$

$$\frac{T_A}{T_B} = - \frac{(\omega_B - \omega_C)}{(\omega_A - \omega_C)} = -i_{BA}^C;$$

$$T_A = -T_B i_{BA}^C. \quad (5.11)$$

Формула (5.11) представляет собой *закон распределения вращающих моментов* на основных звеньях дифференциального механизма в зависимости от его относительных передаточных отношений.

Применительно к планетарным механизмам (рис. 5.6) уравнения (5.9) и (5.11) принимают вид:

$$T_a + T_b + T_h = 0; \quad T_a = -T_b i_{ba}^h; \quad T_b = -T_h i_{hb}^a; \quad T_h = -T_a i_{ah}^b, \quad (5.12)$$

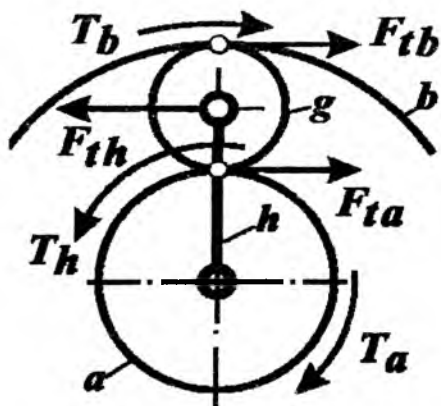


Рис. 5.6. Схема силового равновесного состояния сателлита

где T_a , T_b , T_h – вращающие моменты на звеньях планетарного механизма.

Участие сателлита одновременно в двух зацеплениях приводит к тому, что одно-венцовый сателлит не передает вращающий момент и находится в равновесии под действием сил F_{ta} и F_{tb} со стороны центральных колес и силы F_{th} от водила (см. рис. 5.6).

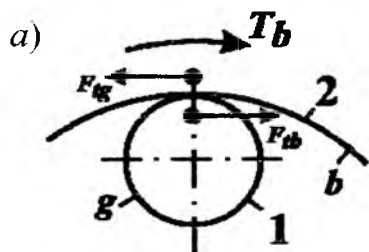
Для сателлита справедливы следующие зависимости:

$$\left. \begin{aligned} F_{ta} &= F_{tb}; & F_{th} &= -2F_{ta} = -2F_{tb}; \\ F_{ta} &= 2T_a k_w / \left(d_{(w)a} n_w \right); & F_{tb} &= 2T_b k_w / \left(d_{(w)b} n_w \right). \end{aligned} \right\} \quad (5.13)$$

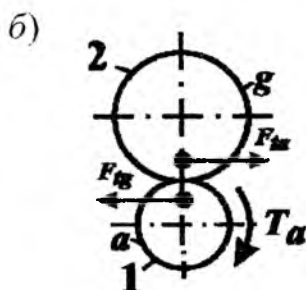
Здесь: n_w – число сателлитов; $d_{(w)}$ – диаметры начальных окружностей зубчатых колес; k_w – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами [15].

Расчет на контактную и изгибную прочность зубьев зубчатых колес планетарных механизмов выполняется с использованием методик и формул для расчета передач с неподвижными осями. В связи с этим в планетарном механизме для сцепляющихся пар наружного $a-g(c-f)$ и внутреннего зацепления $b-g(d-f)$ определяют исходные параметры прочностного расчета (рис. 5.7):

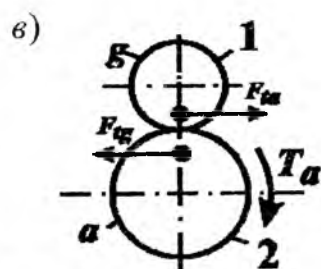
- числа зубьев шестерни – $z_{(ш)1}$ и колеса – $z_{(к)1}$;
- передаточное число пары – u ;
- вращающий момент на шестерне – $T_{(ш)1}$ и на колесе – $T_{(к)2}$;
- окружные силы в зацеплении – F_{ta} , F_{tb} , F_{tg} .



$$u = \frac{z_{(к)2}}{z_{(ш)1}} = \frac{z_b}{z_g};$$



$$u = \frac{z_{(к)2}}{z_{(ш)1}} = \frac{z_g}{z_a};$$



$$u = \frac{z_{(к)2}}{z_{(ш)1}} = \frac{z_a}{z_g};$$

Рис. 5.7. Возможные варианты зацеплений шестерни и колеса планетарного механизма:
1 – шестерня; 2 – колесо

Определим вращающие моменты на шестерне для различных вариантов зацеплений (см. рис. 5.7):

$$\left. \begin{aligned} a) T_{(ш)1} &= \frac{|T_b| k_w}{u n_w}; \\ б) T_{(ш)1} &= \frac{|T_a| k_w}{n_w}; \\ в) T_{(ш)1} &= \frac{|T_a| k_w}{u n_w}. \end{aligned} \right\} \quad (5.14)$$

Вращающий момент на колесе $T_{(к)2} = T_{(ш)1} u$.

При проверочных расчетах принимаются во внимание факторы, которые учитываются коэффициентом полезного действия [15].

5.4. Геометрия планетарных механизмов

Конструктивными особенностями планетарных механизмов являются соосность звеньев, ограниченность числа сателлитов и необходимость их одновременного зацепления с основными звеньями, что требует соблюдения определенных условий при проектировании и сборке.

Условие соседства. При проектировании планетарных механизмов количество сателлитов должно быть выбрано таким, чтобы при установке в водиле они не касались друг друга вершинами зубьев, что выражается математическим неравенством (рис. 5.8):

$$(d_a)_g < l = 2a_w \sin(\varphi/2) = 2a_w \sin(\pi/n_w)$$

или

$$(z_g + 2) < \begin{cases} (z_a + z_g) \sin(\pi/n_w); \\ (z_b - z_g) \sin(\pi/n_w). \end{cases} \quad (5.15)$$

где a_w — межцентровое расстояние;

n_w — число сателлитов;

$(d_a)_g$ — диаметр окружности вершин сателлита.

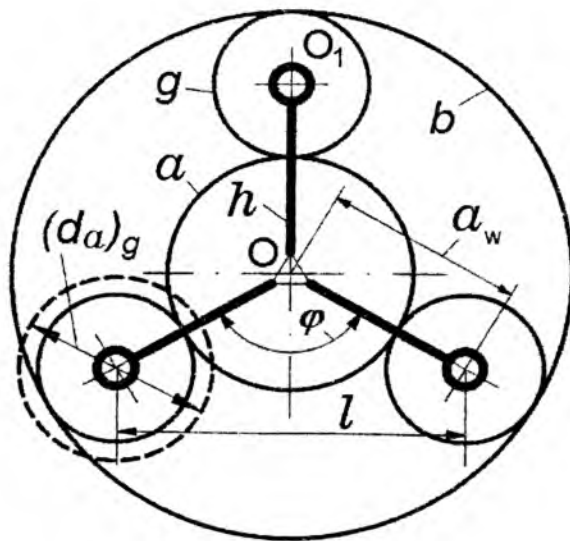


Рис. 5.8. Схема к определению условия соседства

Условие соосности. Оси центральных цилиндрических колес планетарных механизмов совпадают с основной, поэтому зацепления центральных колес с сателлитами имеют одно и то же межосевое расстояние (см. рис. 5.1, 5.2):

$$(a_w)_{a-g} = (a_w)_{c-f} = (a_w)_{b-g} = (a_w)_{d-f}.$$

Выразим условие соосности для планетарных механизмов через числа зубьев колес, изготовленных без угловой коррекции и с равными окружными модулями в полюсах зацепления (см. рис. 5.2):

$$z_a + z_g = z_c + z_f = z_b - z_g = z_d - z_f. \quad (5.16)$$

При невозможности реализовать заданное передаточное отношение по условию (5.16) применяют *корригированные* (выполненные со смещением) зубчатые колеса [15].

Условие сборки. На начальной стадии проектирования для упрощения расчетов и последующей сборки рекомендуется числа зубьев центральных колес (z_a, z_b, z_c, z_d) выбирать кратными числу сателлитов n_w . При невозможности реализации заданного передаточного отношения по данным рекомендациям для механизмов с двухвенцовыми сателлитами необходимо воспользоваться уточненными методиками расчета чисел зубьев [8], а для механизмов с одновенцовыми сателлитами применяют следующую зависимость:

$$(z_a + z_b) / n_w = \text{целое число}. \quad (5.17)$$

5.5. Примеры расчета трехзвенных планетарных и дифференциальных механизмов с одновенцовыми сателлитами

Передаточное отношение планетарного механизма $i_{пл}$ зависит от статуса основного звена *водила* – h (остановленное, ведущее или ведомое) и заключается в определении функции $i_{пл} = f(i^h)$.

Для раскрытия функции составим на основе принципов закона кинематики (см. п. 5.2) *матрицу расчетных формул*:

$$i_{пл} = f(i^h) = i_{12}^3 = \begin{cases} i_{12}^h = (\pm z_2/z_1); \\ i_{1h}^3 = 1 - i_{13}^h = 1 - (\pm z_3/z_1); \\ i_{h2}^3 = \frac{1}{i_{2h}^3} = \frac{1}{1 - i_{23}^h} = \frac{1}{1 - (\pm z_3/z_2)}. \end{cases} \quad (5.18)$$

В (5.18) приняты следующие обозначения: индекс 1 – ведущее звено; индекс 2 – ведомое звено; индекс 3 – остановленное звено.

Пример 1. Выполнить кинематический и силовой расчет (рис. 5.9) планетарных механизмов, $n_w = 3$; $T_{вх} = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (схема а).

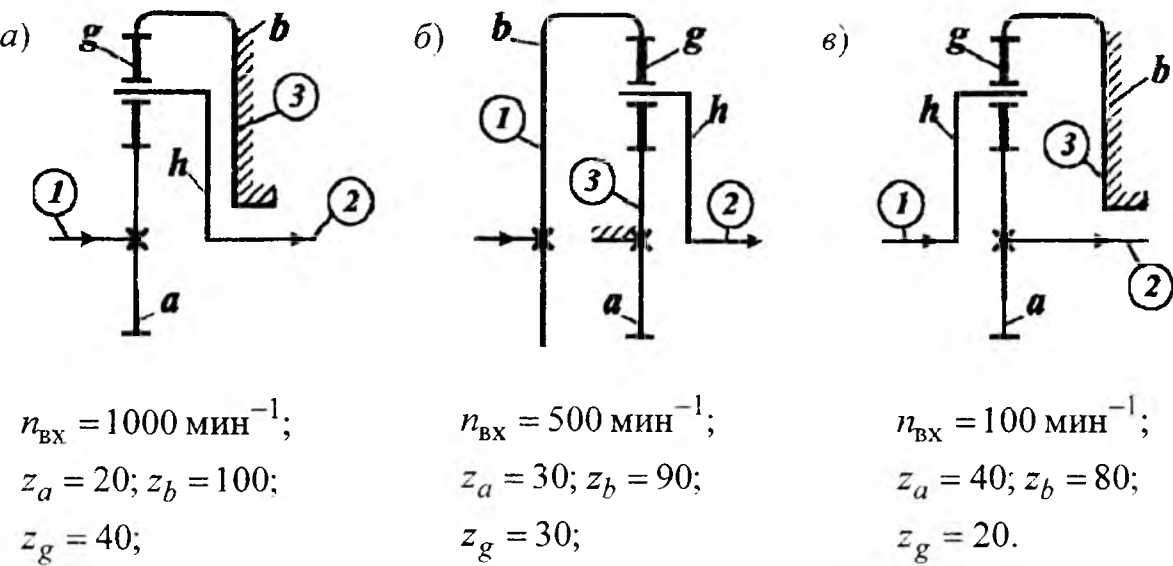


Рис. 5.9. Схемы планетарных механизмов с одновенцовыми сателлитами

Расчет (схема а). Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем зубчатые колеса a, b, g, h .

1. Условие соседства по формуле (5.15):

$$(40 + 2) < (20 + 40) \sin(180/3); \quad 42 < 51,96.$$

2. Условие соосности по формуле (5.16):

$$z_a + z_g = z_b - z_g; \quad (20 + 40) = (100 - 40).$$

3. Условие сборки по формуле (5.17):

$$(z_a + z_b)/n_w = \text{целое число}; \quad (20 + 100)/3 = 40.$$

4. Передаточное отношение по формуле (5.18) и рис. 5.4:

$$i_{\text{пл}} = i_{ah}^b = i_{12}^3 = i_{1h}^3 = 1 - i_{13}^h = 1 - (-z_3/z_1) = 1 + z_b/z_a = 1 + 100/20 = 6.$$

5. Частота вращения ведомого звена по формуле (5.6):

$$n_{\text{вых}} = n_h = n_a i_{ha}^b = n_a / i_{ah}^b = 1000/6 = 166,67 \text{ мин}^{-1}.$$

6. Относительная частота вращения сателлита по формуле (5.8):

$$(n_g - n_h) = -n_h \frac{z_b}{z_g} = -166,67 \frac{100}{40} = -416,7 \text{ мин}^{-1}.$$

7. Вращающие моменты на основных звеньях по формуле (5.12):

$$T_a = T_{\text{вх}} = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_h = -T_a i_{ah}^b = -100 \cdot 6 = -600 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_b = -T_a i_{ab}^h = -100(-z_b/z_a) = 100(100/20) = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проверка: $T_a + T_b + T_h = 100 + 500 - 600 = 0$.

8. Параметры прочностного расчета зацепления **a – g** по формулам (5.13) и (5.14) (см. рис. 5.7, б):

$$u = z_{(к)2} / z_{(ш)1} = z_g / z_a = 40/20 = 2;$$

$$T_{(ш)1} = (|T_a| k_w) / n_w = (100 k_w) / 3; \quad T_{(к)2} = T_{(ш)1} u;$$

$$F_{ta} = F_{tg} = F_t = (2|T_a| k_w) / (d_{(w)a} n_w) = 2 \cdot 100 k_w / (d_{(w)a} \cdot 3).$$

9. Параметры прочностного расчета зацепления $b - g$ по формулам (5.13) и (5.14) (см. рис. 5.7, а):

$$u = z_{(к)2} / z_{(ш)1} = z_b / z_g = 100 / 40 = 2,5;$$

$$T_{(ш)1} = (|T_b| k_w) / (u n_w) = 500 k_w / (2,5 \cdot 3); \quad T_{(к)2} = T_{(ш)1} u;$$

$$F_{tb} = F_{tg} = F_t = (2 |T_b| k_w) / (d_{(w)b} n_w) = 2 \cdot 500 k_w / (d_{(w)b} \cdot 3).$$

Расчет (схема б).

1. Условие соседства по формуле (5.15):

$$(30 + 2) < (30 + 30) \sin(180/3); \quad 32 < 51,96.$$

2. Условие соосности по формуле (5.16): $(30 + 30) = (90 - 30)$.

3. Условие сборки по формуле (5.17): $(30 + 90) / 3 = 40$.

4. Передаточное отношение по формуле (5.18) и рис. 5.4:

$$i_{пл} = i_{12}^3 = i_{1h}^3 = i_{bh}^a = 1 - i_{ba}^h = 1 + z_a / z_b = 1 + 30/90 = 1,333.$$

5. Частота вращения ведомого звена по формуле (5.6):

$$n_{вых} = n_h = n_b i_{hb}^a = n_b / i_{bh}^a = 500 / 1,333 = 375 \text{ мин}^{-1}.$$

6. Относительная частота вращения сателлита по формуле (5.8):

$$(n_g - n_h) = n_h (z_a / z_g) = 375 (30/30) = 375 \text{ мин}^{-1}.$$

Расчет (схема в).

1. Условие соседства по формуле (5.15):

$$(20 + 2) < (40 + 20) \sin(180/3); \quad 22 < 51,96.$$

2. Условие соосности по формуле (5.16): $(40 + 20) = (80 - 20)$.

3. Условие сборки по формуле (5.17): $(40 + 80) / 3 = 40$.

4. Передаточное отношение по формуле (5.18) и рис. 5.4:

$$i_{пл} = i_{12}^3 = i_{ha}^b = \frac{1}{i_{ah}^b} = \frac{1}{1 - i_{ab}^h} = \frac{1}{1 + (z_b / z_a)} = \frac{1}{1 + (80/40)} = 0,333.$$

5. Частота вращения ведомого звена по формуле (5.6):

$$n_{\text{вых}} = n_a = n_h i_{ah}^b = n_h / i_{ha}^b = 100 / 0,333 = 300 \text{ мин}^{-1}.$$

6. Относительная частота вращения сателлита по формуле (5.8):

$$(n_g - n_h) = -n_h (z_b / z_g) = -100 (80 / 20) = -400 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 2. Выполнить кинематический и силовой расчет (рис. 5.10) дифференциальных механизмов, $n_w = 3$; $T_{\text{вых}} = -800 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

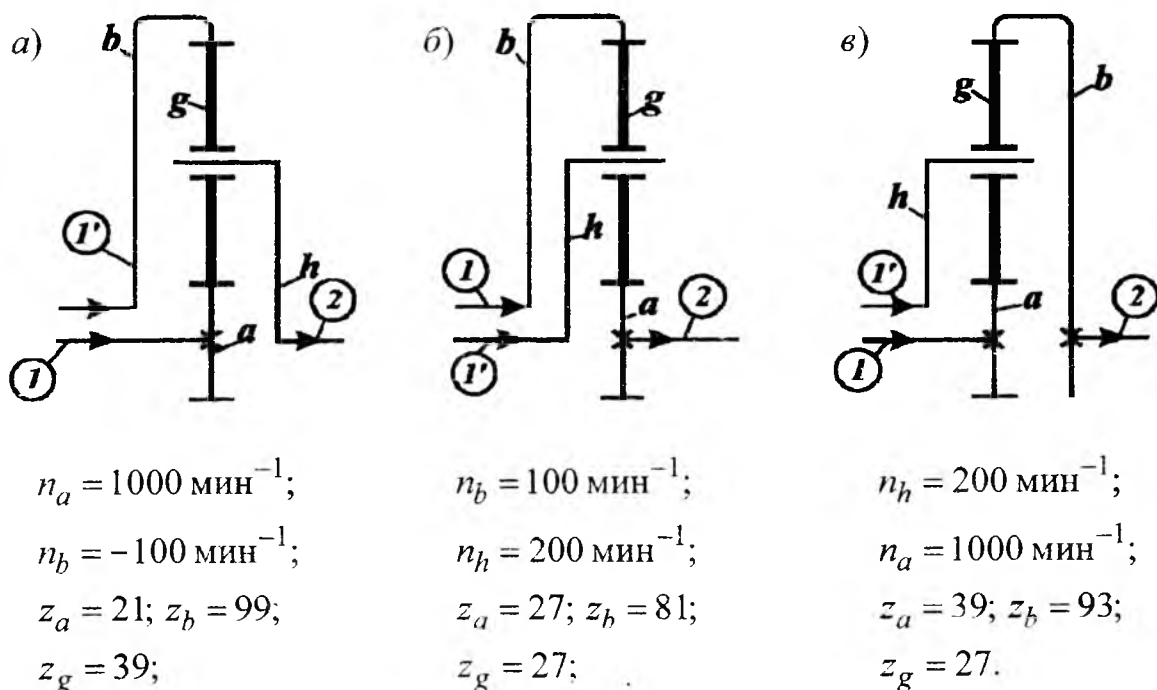


Рис. 5.10. Дифференциальные механизмы:
 1, I' – ведущие; 2 – ведомые звенья

Расчет (схема а).

1. Условие соседства по формуле (5.15):

$$(39 + 2) < (21 + 39) \sin(180/3); \quad 41 < 51,96.$$

2. Условие соосности по формуле (5.16): $(21 + 39) = (99 - 39)$.

3. Условие сборки (п. 5.4): $z_a = 21$, $z_b = 99$ кратны $n_w = 3$.

4. Частота вращения ведомого звена по формулам (5.6), (5.18):

$$n_{\text{вых}} = n_h = i_{ha}^b n_a + i_{hb}^a n_b;$$

$$i_{ha}^b = \frac{1}{i_{ah}^b} = \frac{1}{1 - i_{ab}^h} = \frac{1}{1 + z_b/z_a} = \frac{1}{1 + 99/21} = 0,175;$$

$$i_{hb}^a = \frac{1}{i_{bh}^a} = \frac{1}{1 - i_{ba}^h} = \frac{1}{1 + z_a/z_b} = \frac{1}{1 + 21/99} = 0,825;$$

$$n_{\text{вых}} = n_h = 0,175 \cdot 1000 + 0,825(-100) = 92,5 \text{ мин}^{-1}.$$

5. Относительная частота вращения сателлита по формуле (5.7):

$$(n_g - n_h) = (n_b - n_h) \frac{z_b}{z_g} = (-100 - 92,5) \frac{99}{39} = -488,7 \text{ мин}^{-1}.$$

Расчет (схема б).

1. Условие соседства по формуле (5.15):

$$(27 + 2) < (27 + 27) \sin(180/3); \quad 29 < 46,8.$$

2. Условие соосности по формуле (5.16): $(27 + 27) = (81 - 27)$.

3. Условие сборки (п. 5.4): $z_a = 27$, $z_b = 81$ кратны $n_w = 3$.

4. Частота вращения ведомого звена по формуле (5.6):

$$n_{\text{вых}} = n_a = i_{ab}^h n_b + i_{ah}^b n_h;$$

$$i_{ab}^h = -z_b/z_a = -81/27 = -3; \quad i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h = 1 + 3 = 4.$$

$$n_{\text{вых}} = n_a = -3 \cdot 100 + 4 \cdot 200 = 500 \text{ мин}^{-1}.$$

5. Относительная частота вращения сателлита по формуле (5.7):

$$(n_g - n_h) = (n_a - n_h) \left(-z_a/z_g \right) = (500 - 200) (-27/27) = -300 \text{ мин}^{-1}.$$

Расчет (схема в).

1. Условие соседства по формуле (5.15):

$$(27 + 2) < (39 + 27) \sin(180/3); \quad 29 < 57,2.$$

2. Условие соосности по формуле (5.16): $(39 + 27) = (93 - 27)$.

3. Условие сборки (п. 5.4): $z_a = 39$, $z_b = 93$ кратны $n_w = 3$.

4. Частота вращения ведомого звена по формуле (5.6):

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_b = i_{ba}^h n_a + i_{bh}^a n_h;$$

$$i_{ba}^h = -z_a/z_b = -39/93 = -0,42;$$

$$i_{bh}^a = 1 - i_{ba}^h = 1 + (z_a/z_b) = 1 + (39/93) = 1,42;$$

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_b = -0,42 \cdot 1000 + 1,42 \cdot 200 = -136 \text{ мин}^{-1}.$$

5. Относительная частота вращения сателлита по формуле (5.7):

$$(n_g - n_h) = (n_b - n_h)(z_b/z_g) = (-136 - 200)(93/27) = -1157,3 \text{ мин}^{-1}.$$

6. Вращающие моменты на основных звеньях по формуле (5.12):

$$T_b = T_{\text{ВЫХ}} = -800 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_h = -T_b i_{bh}^a = -(-800)1,42 = 1136 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_a = -T_b i_{ba}^h = -(-800)(-0,42) = -336 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проверка: $T_a + T_b + T_h = -336 - 800 + 1136 = 0.$

7. Параметры для прочностного расчета зацепления **a – g** по формулам (5.13) и (5.14) (см. рис. 5.7, в):

$$u = z_{(к)2}/z_{(ш)1} = z_a/z_g = 39/27 = 1,44;$$

$$T_{(ш)1} = |T_a| k_w / (u n_w) = 336 k_w / (1,44 \cdot 3); \quad T_{(к)2} = T_{(ш)1} u;$$

$$F_{ta} = F_{tg} = F_t = \frac{2|T_a| k_w}{d_{(w)a} n_w} = \frac{2 \cdot 336 k_w}{d_{(w)a} \cdot 3}.$$

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Выполнить кинематический и силовой расчет (рис. 5.11) планетарных механизмов, $n_w = 3$; $T_{\text{ВХ}} = 80 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $n_{\text{ВХ}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

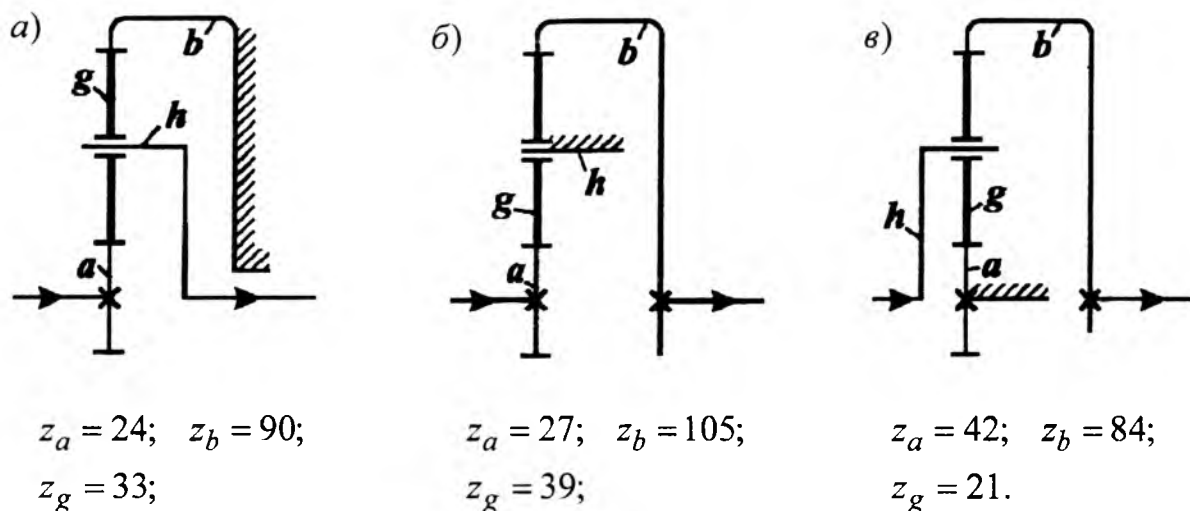


Рис. 5.11. Схемы планетарных механизмов

Задача 2. Выполнить кинематический и силовой расчет (рис. 5.12) дифференциальных механизмов, $n_w = 3$; $T_{\text{вых}} = -1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

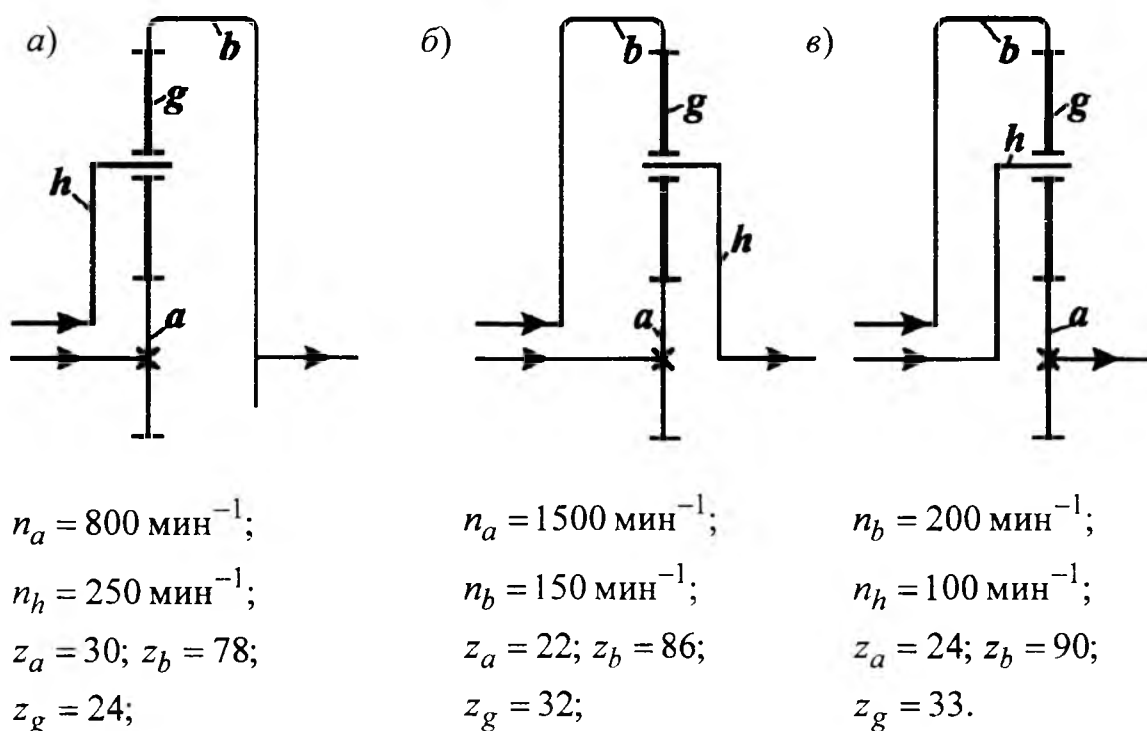


Рис. 5.12. Схемы дифференциальных механизмов

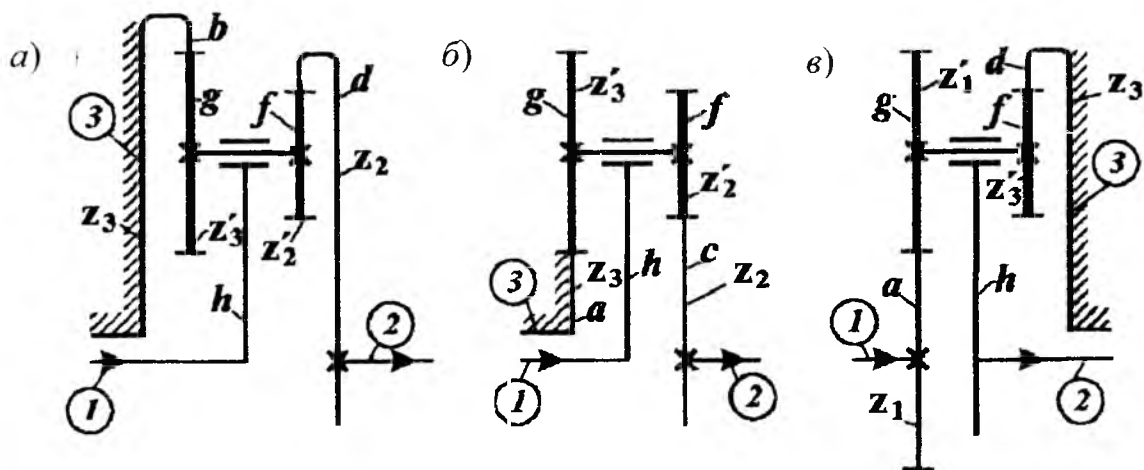
5.6. Примеры расчета трехзвенных планетарных механизмов с двухвенцовыми сателлитами

Передаточное отношение определяется на основе матрицы расчетных формул (5.18) с учетом двухвенцового сателлитного блока:

$$i_{пл} = i_{12}^3 = \begin{cases} i_{12}^h = \left(\pm \frac{z_2 \cdot z_1'}{z_2 \cdot z_1} \right); \\ i_{1h}^3 = 1 - i_{13}^h = 1 - \left(\pm \frac{z_3 \cdot z_1'}{z_3 \cdot z_1} \right); \\ i_{h2}^3 = \frac{1}{i_{2h}^3} = \frac{1}{1 - i_{23}^h} = \frac{1}{1 - \left(\pm \frac{z_3 \cdot z_2'}{z_3 \cdot z_2} \right)}. \end{cases} \quad (5.19)$$

В (5.19) приняты следующие обозначения: индекс 1 – ведущее звено; индекс 2 – ведомое звено; индекс 3 – остановленное звено; z_1', z_2', z_3' – числа зубьев зубчатых колес, находящихся непосредственно в зацеплении с зубчатыми колесами z_1, z_2, z_3 .

Пример. Выполнить кинематический и силовой расчет (рис. 5.13) планетарных механизмов, $n_w = 3$, $T_{вх} = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$.



$n_{вх} = 500 \text{ мин}^{-1}$;
 $z_b = 117$; $z_d = 114$;
 $z_g = 41$; $z_f = 38$;

$n_{вх} = 1000 \text{ мин}^{-1}$;
 $z_a = 39$; $z_f = 42$;
 $z_g = 45$; $z_c = 42$;

$n_{вх} = 1500 \text{ мин}^{-1}$;
 $z_a = 18$; $z_d = 87$;
 $z_g = 45$; $z_f = 24$.

Рис. 5.13. Схемы трехзвенных планетарных механизмов:
а – внутреннего; б – наружного; в – смешанного зацепления

Расчет (схема а). Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем зубчатые колеса $z_1, z_2, z_3, z_1', z_2', z_3'$, a, b, c, d, g, f .

1. Условие соседства для сателлита g по формуле (5.15):

$$(41 + 2) < (117 - 41) \sin(180/3); \quad 43 < 65,8.$$

2. Условие соосности по формуле (5.16):

$$z_b - z_g = z_d - z_f; \quad (117 - 41) = (114 - 38).$$

3. Условие сборки (п. 5.4): $z_b = 117$, $z_d = 114$ кратны $n_w = 3$.

4. Передаточное отношение по формуле (5.19) и рис. 5.4:

$$i_{12}^3 = i_{hd}^b = i_{h2}^3 = \frac{1}{i_{2h}^3} = \frac{1}{1 - i_{23}^h} = \frac{1}{1 - \left(\frac{z_3 z_2'}{z_3' z_2} \right)} = \frac{1}{1 - \left(\frac{z_b z_f}{z_g z_d} \right)} = \frac{1}{1 - \frac{117 \cdot 38}{41 \cdot 114}} = 20,5.$$

5. Частота вращения ведомого звена по формуле (5.6)

$$n_{\text{вых}} = n_d = n_h i_{dh}^b = n_h / i_{hd}^b = 500 / 20,5 = 24,4 \text{ мин}^{-1}.$$

6. Относительная частота вращения сателлита по формуле (5.8)

$$(n_g - n_h) = -n_h (z_b / z_g) = -500 (117 / 41) = -1426,8 \text{ мин}^{-1}.$$

Расчет (схема б).

1. Условие соседства для сателлита g , формула (5.15):

$$(45 + 2) < (39 + 45) \sin(180/3); \quad 47 < 72,7.$$

2. Условие соосности по формуле (5.16):

$$z_a + z_g = z_c + z_f; \quad (39 + 45) = (42 + 42).$$

3. Условие сборки (п. 5.4): $z_a = 39$, $z_c = 42$ кратны $n_w = 3$.

4. Передаточное отношение по формуле (5.19) и рис. 5.4:

$$i_{12}^3 = i_{hc}^a = \frac{1}{i_{ch}^a} = \frac{1}{1 - i_{ca}^h} = \frac{1}{1 - \frac{z_a z_f}{z_g z_c}} = \frac{1}{1 - \frac{39 \cdot 42}{45 \cdot 42}} = 7,5.$$

5. Частота вращения ведомого звена по формуле (5.6):

$$n_{\text{вых}} = n_c = n_h i_{ch}^a = n_h / i_{hc}^a = 1000 / 7,5 = 133,33 \text{ мин}^{-1}.$$

6. Относительная частота вращения сателлита по формуле (5.8):

$$(n_g - n_h) = n_h (z_a / z_g) = 1000 (39 / 45) = 866,7 \text{ мин}^{-1}.$$

Расчет (схема в).

1. Условие соседства для сателлита g , формула (5.15):

$$(45 + 2) < (18 + 45) \sin(180/3); \quad 47 < 54,6.$$

2. Условие соосности по формуле (5.16):

$$z_d - z_f = z_a + z_g; \quad (87 - 24) = (18 + 45).$$

3. Условие сборки (п. 5.4): $z_d = 87$ и $z_a = 18$ кратны $n_w = 3$.

4. Передаточное отношение по формуле (5.19) и рис. 5.4:

$$i_{12}^3 = i_{ah}^d = 1 - i_{ad}^h = 1 - \left(-\frac{z_d z_g}{z_f z_a} \right) = 1 + \frac{87 \cdot 45}{24 \cdot 18} = 10,06.$$

5. Частота вращения ведомого звена по формуле (5.6):

$$n_{\text{вых}} = n_h = n_a i_{ha}^d = n_a / i_{ah}^d = 1500 / 10,06 = 149 \text{ мин}^{-1}.$$

6. Относительная частота вращения сателлита по формуле (5.8):

$$(n_f - n_h) = -n_h (z_d / z_f) = -149 (87 / 24) = -540,1 \text{ мин}^{-1}.$$

7. Вращающие моменты на основных звеньях по формуле (5.12):

$$T_a = T_{\text{вх}} = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_h = -T_a i_{ah}^d = -50 \cdot 10,06 = -503 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_d = -T_a i_{ad}^h = -50 \left(-\frac{z_d z_g}{z_f z_a} \right) = 50 \left(\frac{87 \cdot 45}{24 \cdot 18} \right) = 453 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проверка: $T_a + T_d + T_h = 50 + 453 - 503 = 0$.

8. Параметры для прочностного расчета зацепления $d-f$ (рис. 5.7, а) по формулам (5.13) и (5.14):

$$u = z_{(к)2} / z_{(ш)1} = z_d / z_f = 87 / 24 = 3,625;$$

$$T_{(ш)1} = |T_d| k / (u n_w) = 453 k_w / (3,625 \cdot 3); \quad T_{(к)2} = T_{(ш)1} u;$$

$$F_{td} = F_{tf} = F_t = 2 |T_d| k_w / (d_{(w)d} n_w) = 2 \cdot 453 k_w / (d_{(w)d} \cdot 3).$$

Задачи для самостоятельного решения

Выполнить кинематический и силовой расчет (рис. 5.14) планетарных механизмов, $n_w = 3$; $T_{BX} = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

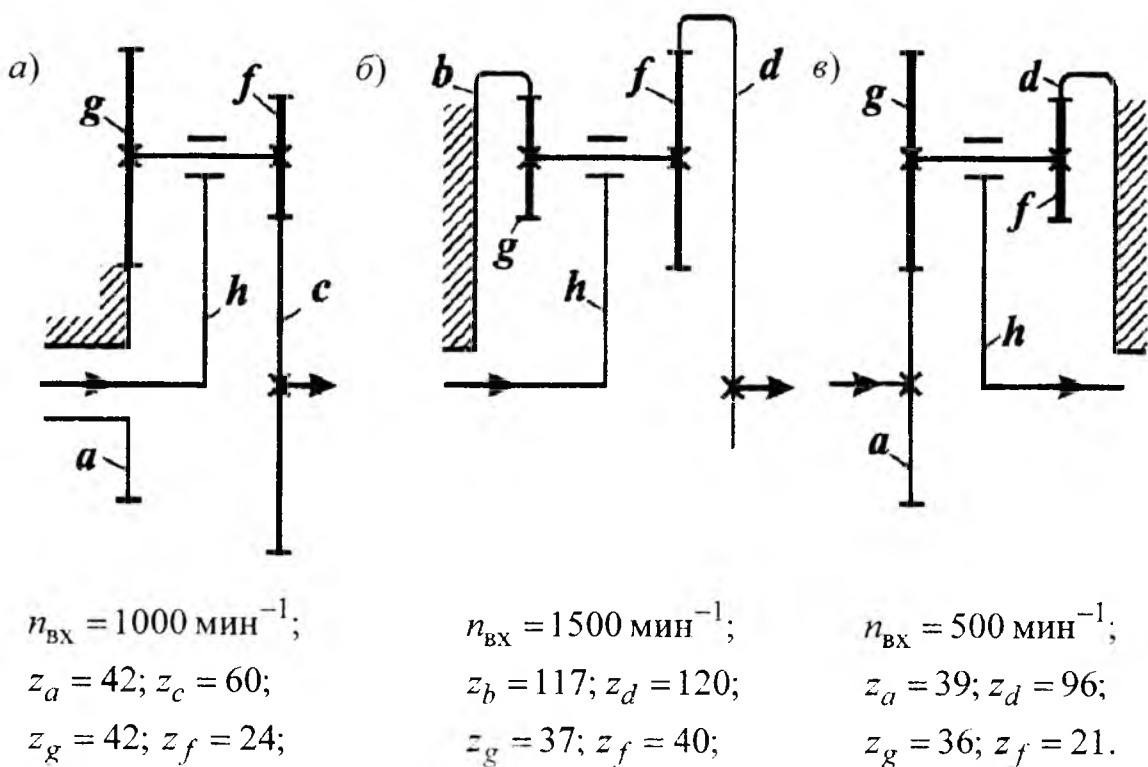


Рис. 5.14. Схемы трехзвенных планетарных механизмов с двухвенцовыми сателлитами

5.7. Примеры расчета четырехзвенных планетарных механизмов

Наибольшее распространение получили четырехзвенные планетарные механизмы, в которых водило является конструктивным элементом, необходимым для поддержания осей сателлитов.

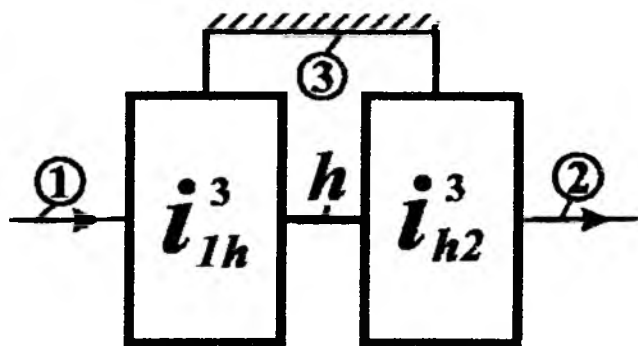


Рис. 5.15. Структурная схема четырехзвенного планетарного механизма

води́ла h , принадлежащего двум трехзвенным механизмам:

$$\omega_h = \omega_1 i_{1h}^3; \quad \omega_h = \omega_2 i_{h2}^3.$$

Приравняем правые части уравнений с учетом $i_{12} = \omega_1 / \omega_2$:

$$\omega_1 i_{1h}^3 = \omega_2 i_{h2}^3;$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1}{i_{h2}^3} i_{h2}^3 = i_{1h}^3 i_{h2}^3;$$

$$i_{пл} = i_{12} = i_{1h}^3 i_{h2}^3. \quad (5.20)$$

Передаточное отношение четырехзвенного планетарного механизма определяется как произведение относительных передаточных отношений составляющих его трехзвенных механизмов с общим водилом.

Относительные передаточные отношения i_{1h}^3 и i_{h2}^3 определяются по зависимостям (5.18), (5.19).

Пример 1. Выполнить кинематический и силовой расчет (рис. 5.16) четырехзвенного планетарного механизма, $n_w = 3$; $T_{вх} = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

$$n_{вх} = 1500 \text{ мин}^{-1}; \quad z_a = 18; \quad z_b = 66; \quad z_d = 63; \quad z_g = 24; \quad z_f = 21.$$

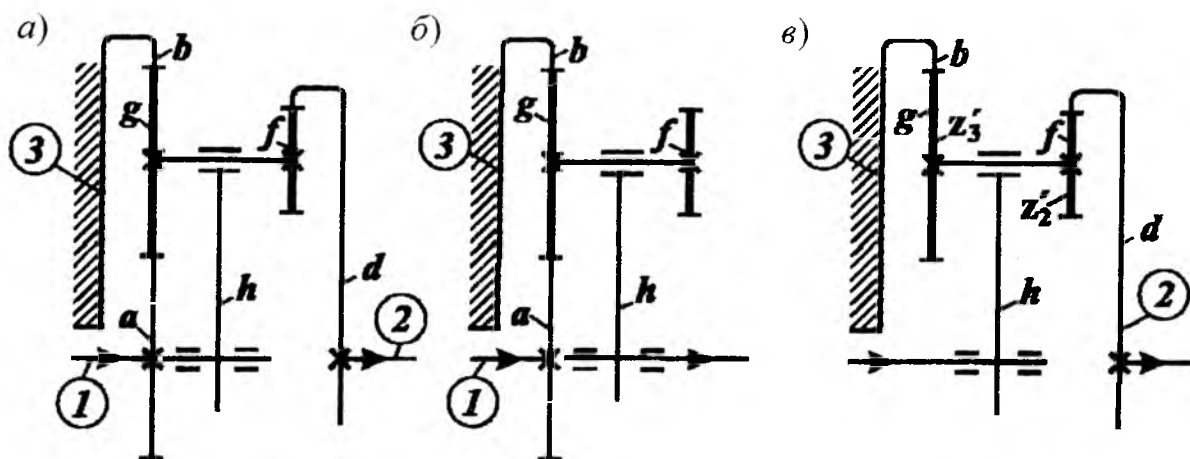


Рис. 5.16. Четырехзвенный планетарный механизм:
 а – общая кинематическая схема; б, в – составляющие трехзвенные планетарные механизмы

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья обозначаем зубчатые колеса $z'_2, z'_3, a, b, d, g, f$.

1. Условие соседства для сателлита g по формуле (5.15):

$$(24 + 2) < (18 + 24) \sin(180 / 3); \quad 26 < 36,4.$$

2. Условие соосности по формуле (5.16):

$$z_b - z_g = z_d - z_f = z_a + z_g; \quad (66 - 24) = (63 - 21) = (18 + 24).$$

3. Условие сборки (п. 5.4): $z_d = 63, z_a = 18, z_b = 66$ кратны $n_w = 3$.

4. Передаточное отношение по формуле (5.20):

$$i_{1h}^3 = i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h = 1 + z_b / z_a = 1 + 66 / 18 = 4,667;$$

$$i_{h2}^3 = i_{hd}^b = \frac{1}{i_{dh}^b} = \frac{1}{1 - i_{db}^h} = -\frac{1}{1 - \left(\frac{z_b z_f}{z_g z_d} \right)} = \frac{1}{1 - \frac{66 \cdot 21}{24 \cdot 63}} = 12;$$

$$i_{пл} = i_{12} = i_{1h}^3 i_{h2}^3 = i_{ad}^b = 4,667 \cdot 12 = 56.$$

5. Частота вращения выходного звена:

$$n_{\text{вых}} = n_d = n_{\text{вх}} / i_{пл} = n_a / i_{ad}^b = 1500 / 56 = 26,79 \text{ мин}^{-1}.$$

6. Относительная частота вращения сателлитов по формулам (5.7, 5.8):

$$n_h = n_a / i_{ah}^b = 1500 / 4,667 = 321,4 \text{ мин}^{-1};$$

$$(n_g - n_h) = -n_h \left(\frac{z_b}{z_g} \right) = -321,4 \left(\frac{66}{24} \right) = -883,9 \text{ мин}^{-1};$$

$$(n_f - n_h) = (n_d - n_h) \frac{z_d}{z_f} = (26,79 - 321,4) \frac{63}{21} = -883,9 \text{ мин}^{-1}.$$

7. Вращающие моменты на основных звеньях по формуле (5.12):

$$T_a = T_{\text{вх}} = 20 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_d = -T_a i_{ad}^b = -20 \cdot 56 = -1120 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_b = -T_a i_{ab}^d = -20 \left(i_{ah}^d i_{hb}^d \right) = -20 (-55) = 1100 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проверка: $T_a + T_b + T_d = 20 + 1100 - 1120 = 0$.

8. Параметры для прочностного расчета зацепления $d - f$ (рис. 5.7, а) по формулам (5.13) и (5.14):

$$u = z_{(\kappa)2} / z_{(\text{ш})1} = z_d / z_f = 63 / 21 = 3;$$

$$T_{(\text{ш})1} = \frac{|T_d| k_w}{u n_w} = \frac{1120 k_w}{3 \cdot 3};$$

$$T_{(\kappa)2} = T_{(\text{ш})1} u;$$

$$F_{td} = F_{tf} = F_t = \frac{2 |T_d| k_w}{d_{(w)d} n_w} = \frac{2 \cdot 1120 k_w}{d_{(w)d} \cdot 3}.$$

Пример 2. Выполнить кинематический расчет (рис. 5.17) четырехзвенного планетарного механизма.

$$n_{\text{вх}} = 1500 \text{ мин}^{-1}; z_a = 18; z_b = 66; z_d = 63; z_g = 24; z_f = 21.$$

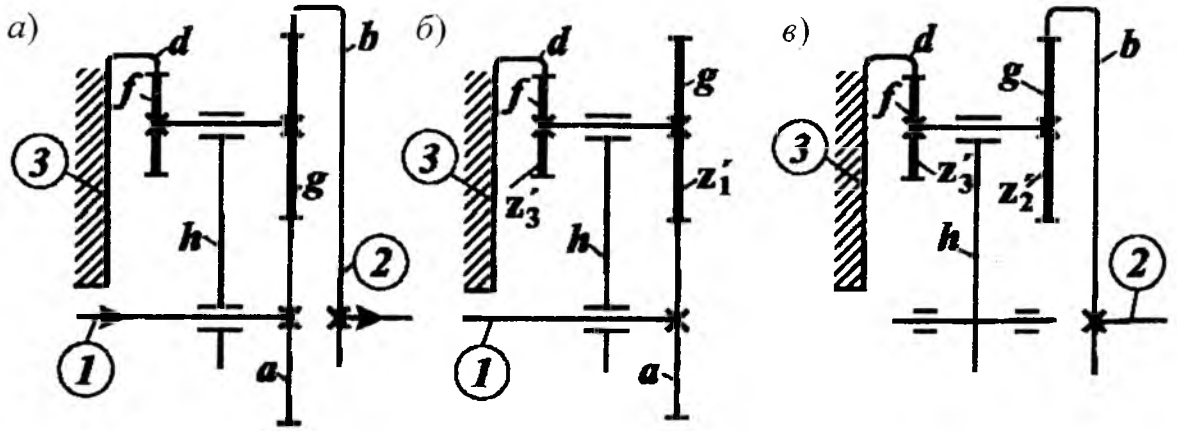


Рис. 5.17. Четырехзвенный планетарный механизм:
 а – общая кинематическая схема; б, в – составляющие трехзвенные планетарные механизмы

Расчет.

1. Передаточное отношение по формуле (5.20):

$$i_{1h}^3 = i_{ah}^d = 1 - i_{ad}^h = 1 - \left(-\frac{z_d z_1'}{z_3' z_a} \right) = 1 + \frac{z_d z_g}{z_f z_a} = 1 + \frac{63 \cdot 24}{21 \cdot 18} = 5;$$

$$i_{h2}^3 = i_{hb}^d = \frac{1}{i_{bh}^d} = \frac{1}{1 - i_{bd}^h} = \frac{1}{1 - \left(\frac{z_d z_g}{z_f z_b} \right)} = \frac{1}{1 - \frac{63 \cdot 24}{21 \cdot 66}} = -11;$$

$$i_{пл} = i_{12} = i_{1h}^3 i_{h2}^3 = i_{ah}^d i_{hb}^d = i_{ab}^d = 5(-11) = -55.$$

2. Частота вращения выходного звена:

$$n_{вых} = n_b = n_{вх} / i_{пл} = n_a / i_{ab}^d = 1500 / -55 = -27,27 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлитов по формулам (5.7), (5.8):

$$n_h = n_a / i_{ah}^d = 1500 / 5 = 300 \text{ мин}^{-1};$$

$$(n_f - n_h) = -n_h \frac{z_d}{z_f} = -300 \frac{63}{21} = -900 \text{ мин}^{-1};$$

$$(n_g - n_h) = (n_b - n_h) \frac{z_b}{z_g} = (-27,27 - 300) \frac{66}{24} = -900 \text{ мин}^{-1}.$$

Задачи для самостоятельного решения

Выполнить кинематический и силовой расчет (рис. 5.18) планетарных четырехзвенных механизмов, $n_w = 3$; $T_{вх} = 70 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

$$n_{вх} = 2000 \text{ мин}^{-1}; z_a = 18; z_b = 90; z_d = 87; z_g = 36; z_f = 33.$$

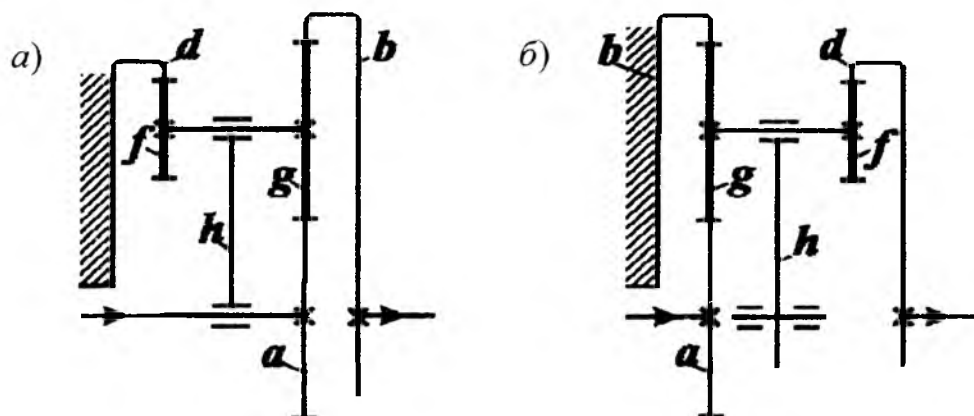


Рис. 5.18. Схемы четырехзвенных планетарных механизмов

5.8. Примеры расчета ступенчатых передач

Для расширения кинематических возможностей на практике применяют ступенчатые передачи, состоящие из последовательного соединения простых планетарных механизмов (рис. 5.19).

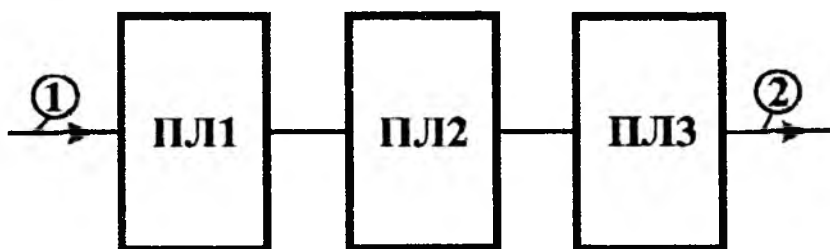


Рис. 5.19. Структурная схема трехступенчатой планетарной передачи с последовательным соединением звеньев:

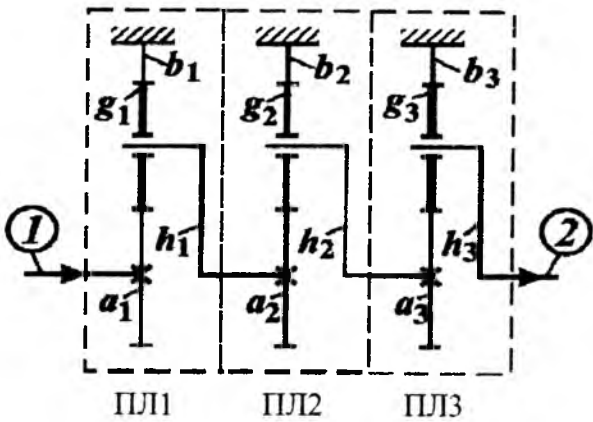
1 – входной вал; 2 – выходной вал; ПЛ1, ПЛ2, ПЛ3 – планетарные механизмы

Общее передаточное отношение ступенчатых передач определяется как произведение передаточных отношений всех ступеней. Например, для трехступенчатой передачи (см. рис. 5.19) общее передаточное отношение:

$$i_{12} = i_{ПЛ1} i_{ПЛ2} i_{ПЛ3}, \quad (5.21)$$

где $i_{ПЛ1}$, $i_{ПЛ2}$, $i_{ПЛ3}$ – передаточные отношения планетарных механизмов, соответственно 1-й, 2-й и 3-й ступеней передачи (определяются по зависимостям 5.18; 5.19).

Пример 1. Выполнить кинематический и силовой расчет трехступенчатой передачи (рис. 5.20).



$$T_{\text{вх}} = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad n_{\text{вх}} = 3000 \text{ мин}^{-1};$$

$$z_{a_1} = 20; \quad z_{b_1} = 100; \quad z_{g_1} = 40;$$

$$z_{a_2} = 30; \quad z_{b_2} = 114; \quad z_{g_2} = 42;$$

$$z_{a_3} = 36; \quad z_{b_3} = 120; \quad z_{g_3} = 42.$$

Рис. 5.20. Кинематическая схема трехступенчатой планетарной передачи

Расчет. На схеме наносим обозначения всех звеньев (*a, g, b, h*), индексы 1, 2, разграничиваем ступени ПЛ1, ПЛ2, ПЛ3.

1. Передаточное отношение по формулам (5.21) и (5.18):

$$i_{\text{ПЛ1}} = i_{a_1 h_1}^{b_1} = 1 - i_{a_1 b_1}^{h_1} = 1 - \left(-z_{b_1} / z_{a_1} \right) = 1 + 100 / 20 = 6;$$

$$i_{\text{ПЛ2}} = i_{a_2 h_2}^{b_2} = 1 - i_{a_2 b_2}^{h_2} = 1 - \left(-z_{b_2} / z_{a_2} \right) = 1 + 114 / 30 = 4,8;$$

$$i_{\text{ПЛ3}} = i_{a_3 h_3}^{b_3} = 1 - i_{a_3 b_3}^{h_3} = 1 - \left(-z_{b_3} / z_{a_3} \right) = 1 + 120 / 36 = 4,333;$$

$$i_{12} = i_{\text{ПЛ1}} i_{\text{ПЛ2}} i_{\text{ПЛ3}} = 6 \cdot 4,8 \cdot 4,333 = 124,79.$$

2. Частота вращения выходного вала:

$$n_{\text{вых}} = n_{h_3} = n_2 = n_{\text{вх}} / i_{12} = n_{a_1} / i_{12} = 3000 / 124,79 = 24,04 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлитов *g* по формуле (5.8):

$$n_{h_1} = n_{a_2} = n_{a_1} / i_{\text{ПЛ1}} = 3000 / 6 = 500 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{h_2} = n_{a_3} = n_{a_2} / i_{\text{ПЛ2}} = 500 / 4,8 = 104,17 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{h_3} = n_{\text{ВЫХ}} = n_{a_3} / i_{\text{ПЛЗ}} = 104,17 / 4,333 = 24,04 \text{ мин}^{-1};$$

$$(n_{g_1} - n_{h_1}) = (-n_{h_1}) (z_{b_1} / z_{g_1}) = -500(100/40) = -1250 \text{ мин}^{-1};$$

$$(n_{g_2} - n_{h_2}) = (-n_{h_2}) (z_{b_2} / z_{g_2}) = -104,17(114/42) = -282,75 \text{ мин}^{-1};$$

$$(n_{g_3} - n_{h_3}) = (-n_{h_3}) (z_{b_3} / z_{g_3}) = -24,04(120/42) = -68,69 \text{ мин}^{-1}.$$

4. Вращающие моменты на звеньях по формуле (5.12):

а) планетарного механизма ПЛ1:

$$T_{a_1} = T_{\text{ВХ}} = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_{h_1} = -T_{a_1} i_{a_1 h_1}^{b_1} = -20 \cdot 6 = -120 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{b_1} = -T_{a_1} i_{a_1 b_1}^{h_1} = -20 \left(-z_{b_1} / z_{a_1} \right) = 20(100/20) = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проверка: $T_{a_1} + T_{b_1} + T_{h_1} = 20 + 100 - 120 = 0;$

б) планетарного механизма ПЛ2:

$$T_{a_2} = -T_{h_1} = 120 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_{h_2} = -T_{a_2} i_{a_2 h_2}^{b_2} = -120 \cdot 4,8 = -576 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{b_2} = -T_{a_2} i_{a_2 b_2}^{h_2} = -120 \left(-z_{b_2} / z_{a_2} \right) = 120(114/30) = 456 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проверка: $T_{a_2} + T_{b_2} + T_{h_2} = 120 + 456 - 576 = 0;$

в) планетарного механизма ПЛ3:

$$T_{a_3} = -T_{h_2} = 576 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{h_3} = -T_{a_3} i_{a_3 h_3}^{b_3} = -576 \cdot 4,333 = -2496 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{b_3} = -T_{a_3} i_{a_3 b_3}^{h_3} = -576 \left(-z_{b_3} / z_{a_3} \right) = 576(120/36) = 1920 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проверка: $T_{a_3} + T_{b_3} + T_{h_3} = 576 + 1920 - 2496 = 0.$

5. Параметры прочностного расчета зацепления $a_3 - g_3$ (рис. 5.7, б) по формулам (5.13) и (5.14):

$$u = z_{(к)2} / z_{(ш)1} = z_{g_3} / z_{a_3} = 42 / 36 = 1,167;$$

$$T_{(ш)1} = \frac{|T_{a_3}| k_w}{n_w} = \frac{576 k_w}{n_w}; \quad T_{(к)2} = T_{(ш)1} u;$$

$$F_{ta_3} = F_{tg_3} = F_t = \frac{2 |T_{a_3}| k_w}{d_{(w)a_3} n_w}.$$

Пример 2. Выполнить кинематический расчет планетарной двухступенчатой передачи (рис. 5.21), $n_{вх} = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

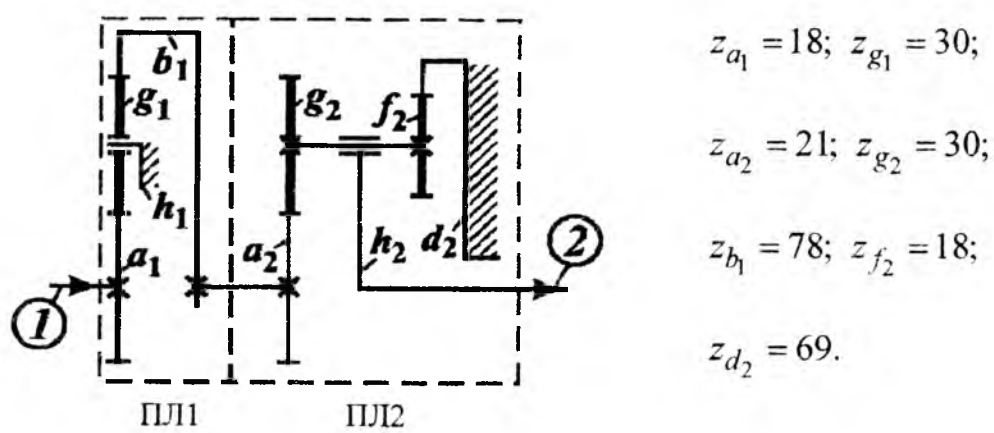


Рис. 5.21. Кинематическая схема двухступенчатой планетарной передачи

Расчет. На схеме наносим обозначения всех звеньев (a, g, f, b, h), индексы 1, 2; разграничиваем ступени ПЛ1, ПЛ2.

1. Передаточное отношение по формулам (5.21, 5.18 и 5.19):

$$i_{ПЛ1} = i_{a_1 b_1}^{h_1} = -\frac{z_{b_1}}{z_{a_1}} = -\frac{78}{18} = -4,333;$$

$$i_{ПЛ2} = i_{a_2 h_2}^{d_2} = 1 - i_{a_2 d_2}^{h_2} = 1 - \left(-\frac{z_{d_2} z_{g_2}}{z_{f_2} z_{a_2}} \right) = 1 + \frac{69 \cdot 30}{18 \cdot 21} = 6,476;$$

$$i_{12} = i_{ПЛ1} i_{ПЛ2} = -4,333 \cdot 6,476 = -28,06.$$

2. Частота вращения выходного вала:

$$n_{\text{вых}} = n_2 = n_{h_2} = \frac{n_{\text{вх}}}{i_{12}} = \frac{n_{a_1}}{i_{12}} = \frac{1500}{-28,06} = -53,457 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита f_2 по формуле (5.8):

$$(n_{f_2} - n_{h_2}) = (-n_{h_2}) \frac{z_{d_2}}{z_{f_2}} = 53,457 \frac{69}{18} = 204,92 \text{ мин}^{-1}.$$

Задачи для самостоятельного решения

Для кинематических схем (рис. 5.22) ступенчатых планетарных передач выполнить кинематический и силовой расчет:

$$T_{\text{вх}} = 30 \text{ Н·м}; \quad n_w = 3; \quad n_{\text{вх}} = 1500 \text{ мин}^{-1}.$$

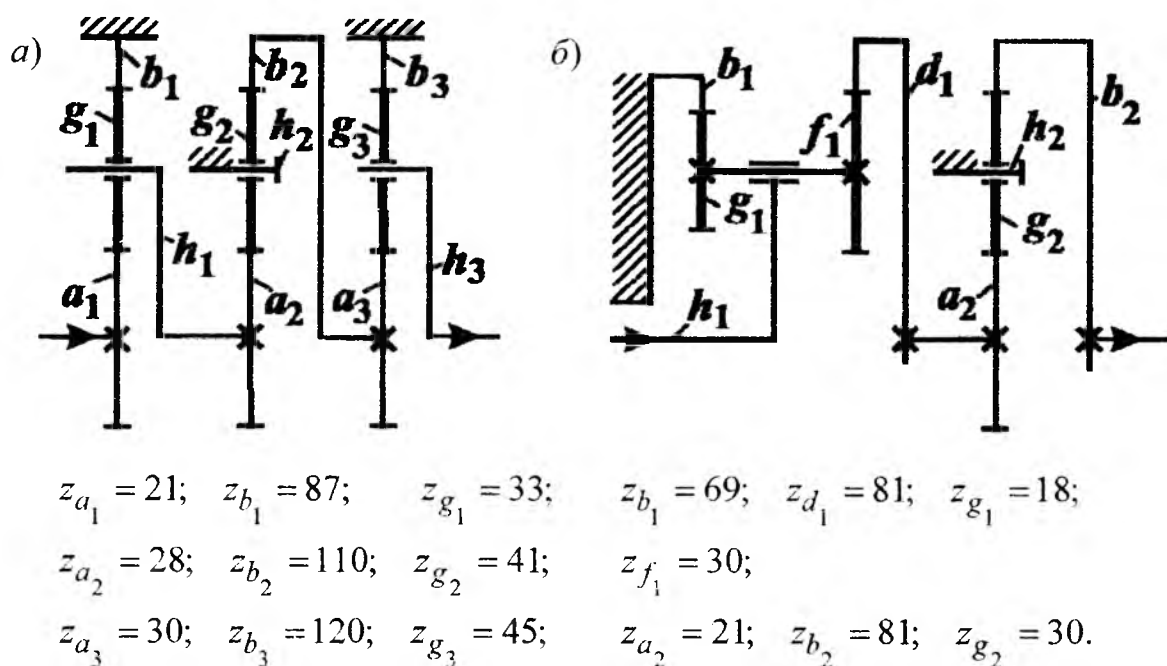


Рис. 5.22. Кинематические схемы ступенчатых планетарных передач

5.9. Примеры расчета двухпоточной передачи с дифференциальным механизмом на входе

На современных транспортных машинах широко применяют двухпоточные передачи. Передача энергии от входного вала к выходному двумя потоками с различной степенью трансформации момента в каждом из них позволяет создавать более совершенные технические устройства. Возможность использования двухпоточных передач основана на известном свой-

механизмов или синтезе новых кинематических схем необходимо учитывать возникновение в передаче *замкнутой (циркулирующей) мощности*.

Мощность двумя потоками передается от входного вала к выходному в долевых частях от подводимой по формуле

$$\frac{\left(i_{AC}^B i_{C-2}\right)}{i_{\text{диф}}^{\text{ВХ}}}+\frac{\left(i_{AB}^C i_{B-2}\right)}{i_{\text{диф}}^{\text{ВХ}}}=1 . \quad(5.23)$$

При положительных значениях долевых частей циркулирующая мощность в передаче отсутствует. Отрицательные значения свидетельствуют о наличии в контуре, образованном дополнительной передачей и дифференциалом, *замкнутой мощности*, которая дополнительно нагружает зубчатые колеса и подшипники, увеличивает потери на трение, – следовательно, снижает КПД передачи. Величина этой мощности может быть незначительной, а в отдельных случаях во много раз превосходить передаваемую. Так как расчетная мощность при проектировании зубчатых колес и других деталей замкнутых дифференциалов *суммируется из циркулирующей и передаваемой*, то необходимо выбирать рациональные схемы передач с отсутствием циркуляции мощности или стремиться к ее минимизации за счет снижения кинематического эффекта передачи.

Пример 1. Для схем (рис. 5.24) двухпоточных передач выполнить кинематический и силовой расчет, $T_{\text{ВХ}}=40 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (схема а).

$n_{\text{ВХ}}=1000 \text{ мин}^{-1};$	$n_{\text{ВХ}}=800 \text{ мин}^{-1};$
$z_a=20; z_b=100; z_g=40;$	$z_a=18; z_b=102; z_g=42;$
$z_{a'}=30; z_{b'}=150; z_{g'}=60;$	$z_{a'}=20; z_{b'}=100; z_{g'}=40.$

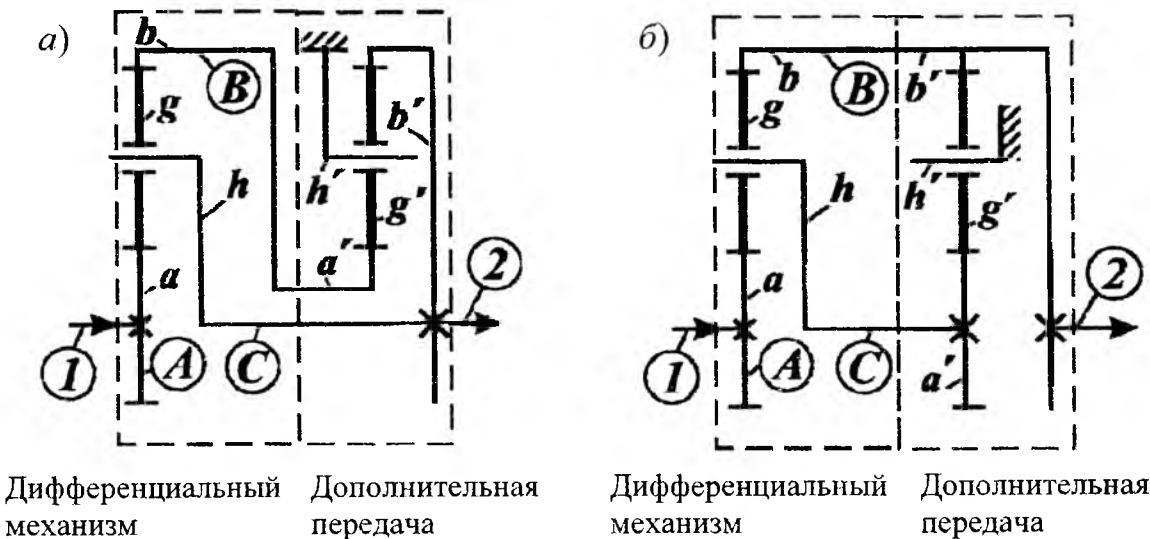


Рис. 5.24. Двухпоточные передачи с дифференциальным механизмом на входе:
1 – ведущий вал; 2 – ведомый вал; А – входное звено; В, С – выходные звенья дифференциального механизма

Расчет (схема а). Обозначаем звенья (a, g, b, h), указываем индексы 1, 2, A, B, C, разграничиваем дополнительную передачу и дифференциальный механизм.

1. Передаточное отношение по формулам (5.22) и (5.18):

$$i_{\text{диф}}^{\text{BX}} = i_{12} = \left(i_{AC}^B i_{C-2} \right) + \left(i_{AB}^C i_{B-2} \right);$$

$$i_{AC}^B = i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h = 1 - (-z_b/z_a) = 1 + (100/20) = 6;$$

$$i_{C-2} = 1;$$

$$i_{AB}^C = i_{ab}^h = -z_b/z_a = -100/20 = -5;$$

$$i_{B-2} = i_{a'b'}^{h'} = -z_{b'}/z_{a'} = -150/30 = -5;$$

$$i_{\text{диф}}^{\text{BX}} = i_{12} = 6 \cdot 1 + (-5) \cdot (-5) = 6 + 25 = 31.$$

2. Частота вращения выходного вала:

$$n_{\text{вых}} = n_h = n_{b'} = n_{\text{вх}}/i_{12} = n_a/i_{12} = 1000/31 = 32,26 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита g по формуле (5.7):

$$(n_g - n_h) = (n_a - n_h) \left(-\frac{z_a}{z_g} \right) = (1000 - 32,26) \left(-\frac{20}{40} \right) = -483,87 \text{ мин}^{-1}.$$

4. Вращающие моменты на звеньях по формуле (5.12):

а) дифференциального механизма:

$$T_a = T_{\text{вх}} = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_h = -T_a i_{ah}^b = -40 \cdot 6 = -240 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_b = -T_a i_{ab}^h = -40(-5) = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проверка: $T_a + T_b + T_h = 40 + 200 - 240 = 0$;

б) дополнительной передачи:

$$T_{a'} = -T_b = -200 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_{b'} = -T_{a'} i_{a'b'}^{h'} = 200(-5) = -1000 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{h'} = -T_{a'} i_{a'h'}^{b'} = 200(1 - i_{a'b'}^{h'}) = 200(1 + 5) = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проверка: $T_{a'} + T_{b'} + T_{h'} = -200 - 1000 + 1200 = 0$;

в) вращающие моменты на выходном валу:

$$T_{\text{вых}} = T_2 = T_h + T_{b'} = -240 - 1000 = -1240 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проверка: $T_{\text{вых}} = T_2 = -T_1 i_{12} = -T_{\text{вх}} i_{12} = -40 \cdot 31 = -1240 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

5. Баланс мощности.

Определим направления и долевые значения параллельных мощностных потоков по формуле (5.23):

$$\frac{(i_{AC}^B i_{C-2}^C)}{i_{\text{диф}}^{\text{вх}}} + \frac{(i_{AB}^C i_{B-2}^B)}{i_{\text{диф}}^{\text{вх}}} = \frac{6}{31} + \frac{25}{31} = 0,194 + 0,806 = 1.$$

Положительные долевые значения мощности свидетельствуют о том, что подводимая мощность передается без циркуляции двумя параллельными силовыми потоками в долевом соотношении 0,194 и 0,806 и суммируется на выходном валу (рис. 5.25):

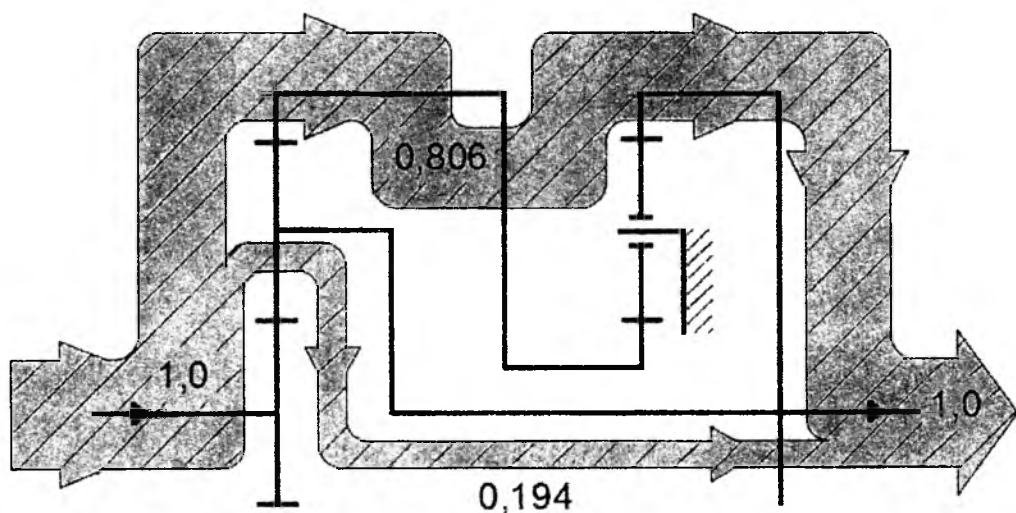


Рис. 5.25. Схема распределения мощностных потоков в ветвях замкнутого дифференциала

6. Параметры прочностного расчета зацепления $a' - g'$ (рис. 5.7, б) по формулам (5.13) и (5.14):

$$u = z_{(к)2} / z_{(ш)1} = z_{g'} / z_{a'} = 60 / 30 = 2;$$

$$T_{(ш)1} = |T_{a'}| k_w / n_w = 200 k_w / n_w; \quad T_{(к)2} = T_{(ш)1} u;$$

$$F_{ta'} = F_{tg'} = F_t = 2 |T_{a'}| k_w / d_{(w)a'} n_w.$$

Расчет (схема б).

1. Передаточное отношение по формулам (5.22) и (5.18):

$$i_{12} = (i_{AC}^B i_{C-2}) + (i_{AB}^C i_{B-2});$$

$$i_{AC}^B = i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h = 1 - (-z_b/z_a) = 1 + (102/18) = 6,67;$$

$$i_{C-2} = i_{a'b'}^{h'} = -z_{b'}/z_{a'} = -100/20 = -5;$$

$$i_{AB}^C = i_{ab}^h = -z_b/z_a = -102/18 = -5,67;$$

$$i_{B-2} = 1;$$

$$i_{12} = 6,67 \cdot (-5) + (-5,67) \cdot 1 = -39.$$

2. Частота вращения выходного вала:

$$n_{\text{вых}} = n_b = n_{b'} = n_{\text{вх}}/i_{12} = n_a/i_{12} = 800/-39 = -20,51 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита g по формуле (5.7):

$$n_h = n_{a'} = n_{b'} i_{a'b'}^{h'} = -20,51(-5) = 102,55 \text{ мин}^{-1};$$

$$(n_g - n_h) = (n_a - n_h)(-z_a/z_g) = (800 - 102,55)(-18/42) = -298,9 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 2. Для схем (рис. 5.26) двухпоточных передач выполнить кинематический и силовой расчет, $T_{\text{вх}} = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (схема а).

$$n_{\text{вх}} = 1500 \text{ мин}^{-1};$$

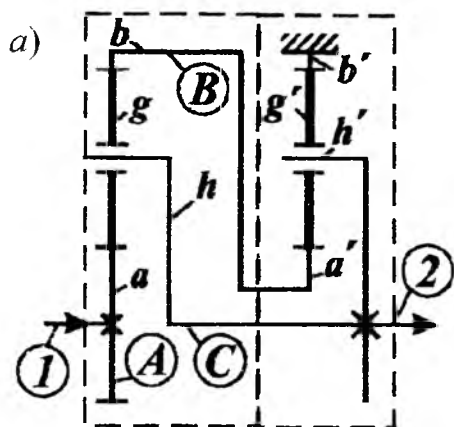
$$n_{\text{вх}} = 2000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_f = 31;$$

$$z_a = 21; \quad z_b = 99; \quad z_g = 39;$$

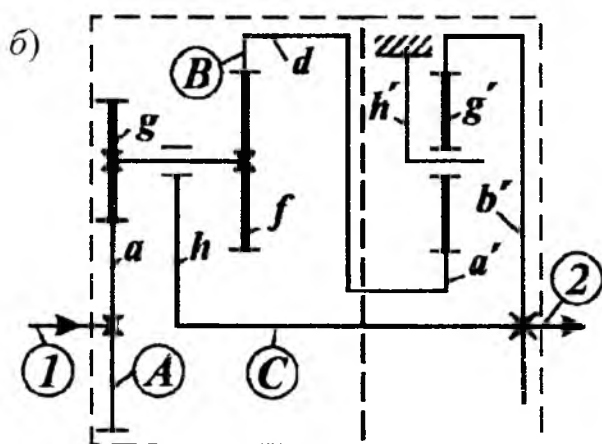
$$z_a = 21; \quad z_d = 102; \quad z_g = 50;$$

$$z_{a'} = 22; \quad z_{b'} = 86; \quad z_{g'} = 32;$$

$$z_{a'} = 30; \quad z_{b'} = 120; \quad z_{g'} = 45.$$



Дифференциальный механизм Дополнительная передача



Дифференциальный механизм Дополнительная передача

Рис. 5.26. Двухпоточные передачи с дифференциальным механизмом на входе

Расчет (схема а). На схемах наносим обозначения всех звеньев (*a, g, b, h, f, d*), индексы 1, 2, *A, B, C*, разграничиваем дополнительную передачу и дифференциальный механизм.

1. Передаточное отношение по формулам (5.22) и (5.18):

$$i_{\text{диф}}^{\text{ВХ}} = i_{12} = \left(i_{AC}^B i_{C-2} \right) + \left(i_{AB}^C i_{B-2} \right);$$

$$i_{AC}^B = i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h = 1 - (-z_b/z_a) = 1 + (99/21) = 5,714;$$

$$i_{C-2} = 1;$$

$$i_{AB}^C = i_{ab}^h = -z_b/z_a = -99/21 = -4,714;$$

$$i_{B-2} = i_{a'h'}^{b'} = 1 - i_{a'b'}^{h'} = 1 - (-z_{b'}/z_{a'}) = 1 + 86/22 = 4,91;$$

$$i_{\text{диф}}^{\text{ВХ}} = i_{12} = (5,714 \cdot 1) + ((-4,714) \cdot 4,91) = 5,714 - 23,146 = -17,43.$$

2. Частота вращения выходного вала:

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_h = n_{h'} = n_{\text{ВХ}}/i_{12} = n_a/i_{12} = 1500/-17,43 = -86,1 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлитов, формулы (5.7), (5.8):

$$(n_g - n_h) = (n_a - n_h) \left(-z_a/z_g \right) = (1500 + 86,1) (-21/39) = -854,1 \text{ мин}^{-1};$$

$$(n_{g'} - n_{h'}) = -n_{h'} (z_{b'}/z_{g'}) = 86,1 (86/32) = 231,4 \text{ мин}^{-1}.$$

4. Вращающие моменты на звеньях по формуле (5.12):

а) дифференциального механизма:

$$T_a = T_{\text{ВХ}} = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_h = -T_a i_{ah}^b = -100 \cdot 5,714 = -571,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_b = -T_a i_{ab}^h = -100 (-4,714) = 471,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$\text{Проверка: } T_a + T_b + T_h = 100 + 471,4 - 571,4 = 0;$$

б) дополнительной передачи:

$$T_{a'} = -T_b = -471,4 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_{b'} = -T_{a'} i_{a'b'}^{h'} = 471,4 (-86/22) = -1842,75 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{h'} = -T_{a'} i_{a'h'}^{b'} = 471,4 (1 + (86/22)) = 2314,15 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$\text{Проверка: } T_{a'} + T_{b'} + T_{h'} = -471,4 - 1842,75 + 2314,15 = 0;$$

в) вращающие моменты на выходном валу:

$$T_{\text{вых}} = T_2 = T_h + T_{h'} = -571,4 + 2314,15 = 1743 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Проверка: $T_{\text{вых}} = T_2 = -T_{\text{вх}} i_{12} = -100(-17,43) = 1743 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

5. Баланс мощности – по формуле (5.23).

Определим направления и долевые значения параллельных мощностных потоков:

$$\frac{\left(i_{AC}^B i_{C-2}\right)}{i_{\text{диф}}^{\text{вх}}} + \frac{\left(i_{AB}^C i_{B-2}\right)}{i_{\text{диф}}^{\text{вх}}} = \frac{5,714}{-17,43} + \frac{-23,146}{-17,43} = -0,33 + 1,33 = 1.$$

В ветви 1 – C – 2 циркулирует замкнутая мощность, составляющая 0,33 часть от подводимой, и направлена от выходного вала к входному (рис. 5.27).

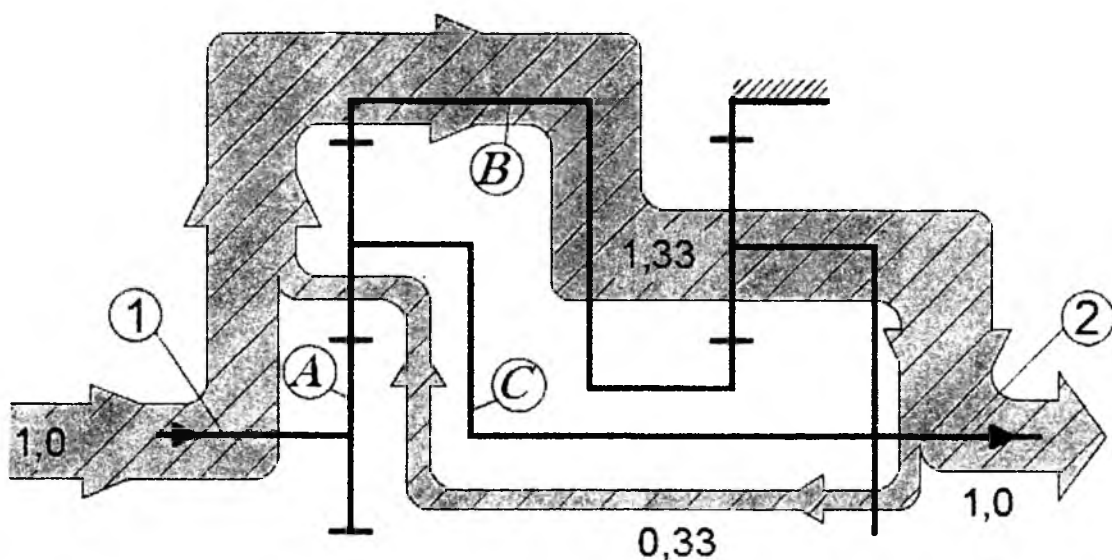


Рис. 5.27. Схема распределения мощностных потоков в ветвях замкнутого дифференциала

На направление мощностного потока указывает отрицательное значение долевой части мощности. В ветви 1 – B – 2 происходит суммирование входной и замкнутой мощностей, что составляет 1,33 часть от подводимой. Циркулирующая мощность приводит к увеличению в замкнутом контуре вращающего момента $T_{h'}$ до величины 2314,15 Н·м, что превышает выходной момент $T_2 = 1743 \text{ Н} \cdot \text{м}$ на 33 %. Данная кинематическая схема является не рациональной и подлежит оптимизации.

Расчет (схема б).

1. Передаточное отношение по формулам (5.22) и (5.19):

$$i_{12} = \left(i_{AC}^B i_{C-2} \right) + \left(i_{AB}^C i_{B-2} \right);$$

$$i_{AC}^B = i_{ah}^d = 1 - i_{ad}^h = 1 - \left(-\frac{z_d z_g}{z_f z_a} \right) = 1 + \frac{102 \cdot 50}{31 \cdot 21} = 8,83;$$

$$i_{C-2} = 1;$$

$$i_{AB}^C = i_{ad}^h = -\frac{z_d z_g}{z_f z_a} = -\frac{102 \cdot 50}{31 \cdot 21} = -7,83;$$

$$i_{B-2} = i_{a'b'}^{h'} = -\frac{z_{b'}}{z_{a'}} = -\frac{120}{30} = -4;$$

$$i_{12} = (8,83 \cdot 1) + ((-7,83) \cdot (-4)) = 40,2.$$

2. Частота вращения выходного вала:

$$n_{\text{вых}} = n_h = n_{b'} = \frac{n_{\text{вх}}}{i_{12}} = \frac{n_a}{i_{12}} = \frac{2000}{40,2} = 49,75 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита g по формуле (5.7):

$$(n_g - n_h) = (n_a - n_h) \left(-\frac{z_a}{z_g} \right) = (2000 - 49,75) \left(-\frac{21}{50} \right) = -819,11 \text{ мин}^{-1}.$$

Задачи для самостоятельного решения

Для схем (рис. 5.28) двухпоточных передач выполнить кинематический и силовой расчет, $T_{\text{вх}} = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

$$n_{\text{вх}} = 1000 \text{ мин}^{-1};$$

$$z_a = 40; z_b = 80; z_g = 20;$$

$$z_{a'} = 21; z_{b'} = 99; z_{g'} = 39;$$

$$n_{\text{вх}} = 1200 \text{ мин}^{-1};$$

$$z_a = 21; z_b = 99; z_g = 39;$$

$$z_{a'} = 22; z_{b'} = 86; z_{g'} = 32.$$

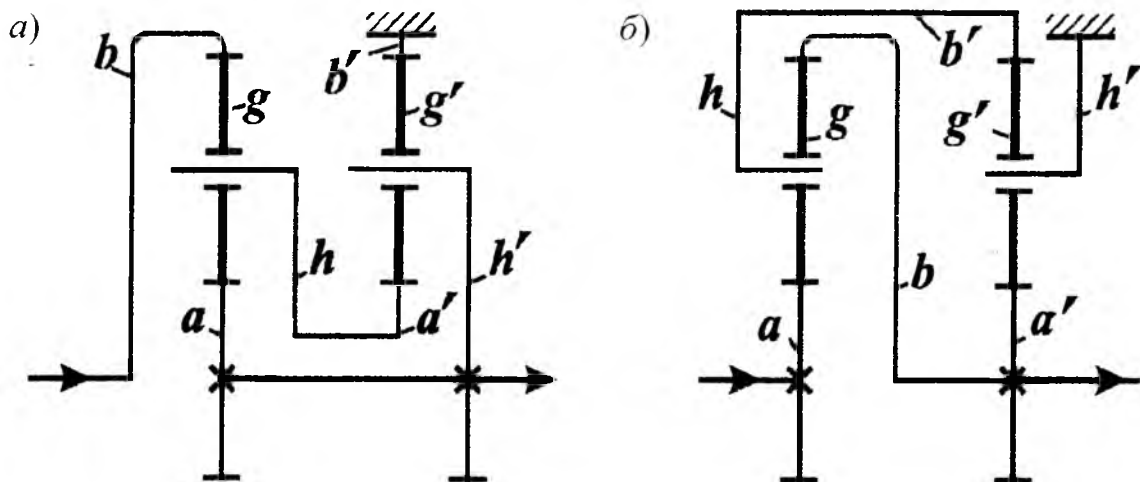


Рис. 5.28. Кинематические схемы двухпоточных передач с дифференциальным механизмом на входе

5.10. Примеры расчета двухпоточной передачи с дифференциальным механизмом на выходе

Преобразуем формулу (5.22) для определения передаточного отношения двухпоточной передачи с дифференциальным механизмом на выходе с учетом обозначений параллельных силовых потоков, принятых на рис. 5.29:

$$i_{\text{диф}}^{\text{ВЫХ}} = i_{12} = \frac{1}{i_{\text{диф}}^{\text{ВХ}}} = \frac{1}{i_{21}} = \frac{1}{i_{A-1}^B + i_{A-1}^C} = \frac{1}{\frac{1}{i_{1-A}^B} + \frac{1}{i_{1-A}^C}} = \frac{i_{1-A}^B \cdot i_{1-A}^C}{i_{1-A}^B + i_{1-A}^C}.$$

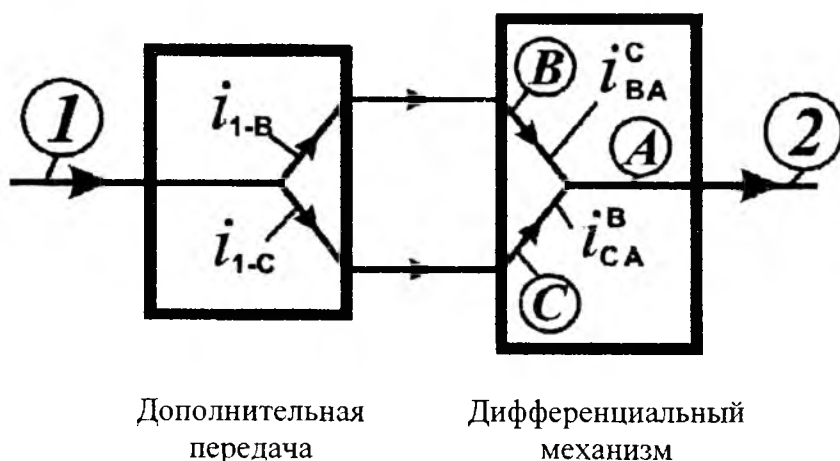


Рис. 5.29. Структурная схема двухпоточной передачи с дифференциальным механизмом на выходе:

1 – входной (ведущий) вал; 2 – выходной (ведомый) вал; A, B, C – основные звенья дифференциального механизма

Учитывая, что $i_{1-A}^B = i_{1-C}i_{CA}^B$, $i_{1-A}^C = i_{1-B}i_{BA}^C$, получим выражение передаточного отношения двухпоточных передач с дифференциальным механизмом на выходе:

$$i_{\text{диф}}^{\text{вых}} = i_{12} = \frac{\left(i_{1-C}i_{CA}^B\right)\left(i_{1-B}i_{BA}^C\right)}{\left(i_{1-C}i_{CA}^B\right) + \left(i_{1-B}i_{BA}^C\right)}. \tag{5.24}$$

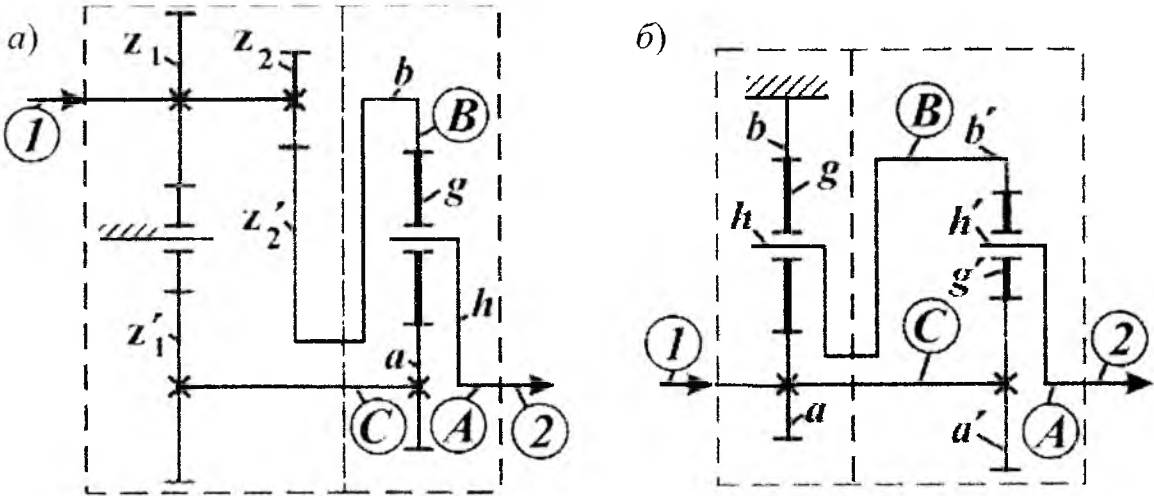
Долевые части и направления параллельных мощностных потоков в данных передачах вычисляются по формуле

$$\frac{i_{\text{диф}}^{\text{вых}}}{\left(i_{1-C}i_{CA}^B\right)} + \frac{i_{\text{диф}}^{\text{вых}}}{\left(i_{1-B}i_{BA}^C\right)} = 1. \tag{5.25}$$

Пример. Для схем (рис. 5.30) двухпоточных передач выполнить кинематический и силовой расчет, $T_{\text{вых}} = -640 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (схема б).

$n_{\text{вх}} = 800 \text{ мин}^{-1}$; $z_1' = 20$;
 $z_1 = 30$; $z_2 = 18$; $z_2' = 54$;
 $z_a = 18$; $z_b = 90$; $z_g = 36$;

$n_{\text{вх}} = 1200 \text{ мин}^{-1}$;
 $z_a = 21$; $z_b = 99$; $z_g = 39$;
 $z_{a'} = 18$; $z_{b'} = 90$; $z_{g'} = 36$.



Дополнительная Дифференциальный Дополнительная Дифференциальный
передача механизм передача механизм

Рис. 5.30. Двухпоточные передачи с дифференциальным механизмом на выходе

Расчет (схема а). На схемах наносим обозначения всех звеньев (a, g, b, h), индексы 1, 2, A, B, C, разграничиваем дополнительную передачу и дифференциальный механизм.

1. Передаточное отношение по формулам (5.24) и (5.18):

$$i_{\text{диф}}^{\text{ВЫХ}} = i_{12} = \frac{(i_{1-C} i_{CA}^B)(i_{1-B} i_{BA}^C)}{(i_{1-C} i_{CA}^B) + (i_{1-B} i_{BA}^C)};$$

$$i_{1-C} = z'_1 / z_1 = 20/30 = 0,667;$$

$$i_{CA}^B = i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h = 1 - (-z_b / z_a) = 1 + 90/18 = 6;$$

$$i_{1-B} = -z'_2 / z_2 = -54/18 = -3;$$

$$i_{BA}^C = i_{bh}^a = 1 - i_{ba}^h = 1 - (-z_a / z_b) = 1 + \frac{18}{90} = 1,2;$$

$$i_{\text{диф}}^{\text{ВЫХ}} = i_{12} = \frac{0,667 \cdot 6 \cdot (-3) \cdot 1,2}{0,667 \cdot 6 + (-3) \cdot 1,2} = -36.$$

2. Выходная частота вращения:

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_h = n_1 / i_{12} = 800 / -36 = -22,22 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита по формуле (5.7):

$$n_a = n_1 / i_{1-C} = n_{\text{ВХ}} / i_{1-C} = 800 / 0,667 = 1200 \text{ мин}^{-1};$$

$$(n_g - n_h) = (n_a - n_h) \left(-\frac{z_a}{z_g} \right) = (1200 + 22,22) \left(-\frac{18}{36} \right) = -611,11 \text{ мин}^{-1}.$$

Расчет (схема б).

1. Передаточное отношение по формулам (5.24) и (5.18):

$$i_{\text{диф}}^{\text{ВЫХ}} = i_{12} = \frac{(i_{1-C} i_{CA}^B)(i_{1-B} i_{BA}^C)}{(i_{1-C} i_{CA}^B) + (i_{1-B} i_{BA}^C)};$$

$$i_{1-C} = 1;$$

$$i_{CA}^B = i_{a'h'}^{b'} = 1 - i_{a'b'}^{h'} = 1 - \left(-\frac{z_{b'}}{z_{a'}} \right) = 1 + \frac{90}{18} = 6;$$

$$i_{1-B} = i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h = 1 - \left(-\frac{z_b}{z_a} \right) = 1 + \frac{99}{21} = 5,714;$$

$$i_{BA}^C = i_{b'h'}^{a'} = 1 - i_{b'a'}^{h'} = 1 - \left(-\frac{z_{a'}}{z_{b'}} \right) = 1 + \frac{18}{90} = 1,2;$$

$$i_{\text{диф}}^{\text{вых}} = i_{12} = \frac{(1 \cdot 6)(5,714 \cdot 1,2)}{(1 \cdot 6) + (5,714 \cdot 1,2)} = \frac{(6) \cdot (6,86)}{(6) + (6,86)} = 3,2.$$

2. Выходная частота вращения:

$$n_{\text{вых}} = n_{h'} = n_1 / i_{12} = 1200 / 3,2 = 375 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлитов g, g' , формулы (5.7) и (5.8):

$$n_h = n_{\text{вх}} / i_{ah}^b = 1200 / 5,714 = 210 \text{ мин}^{-1};$$

$$(n_g - n_h) = (-n_h) \left(z_b / z_g \right) = -210(99/39) = -533,1 \text{ мин}^{-1};$$

$$(n_{g'} - n_{h'}) = (n_{a'} - n_{h'}) \left(-\frac{z_{a'}}{z_{g'}} \right) = (1200 - 375) \left(-\frac{18}{36} \right) = -412,5 \text{ мин}^{-1}.$$

4. Вращающие моменты на звеньях по формуле (5.12):

а) дифференциального механизма:

$$T_{h'} = T_{\text{вых}} = T_2 = -640 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{a'} = -T_{h'} i_{h'a'}^{b'} = 640 \left(1 / i_{a'h'}^{b'} \right) = 640 / 6 = 106,67 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{b'} = -T_{a'} i_{a'b'}^{h'} = -106,67 \left(-z_{b'} / z_{a'} \right) = 106,67(90/18) = 533,33 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проверка: $T_{a'} + T_{b'} + T_{h'} = 106,67 + 533,33 - 640 = 0;$

б) дополнительной передачи:

$$T_h + T_{b'} = 0; \quad T_h = -T_{b'} = -533,33 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_a = -T_h i_{ha}^b = 533,33 \left(1 / i_{ah}^b \right) = 533,33 / 5,714 = 93,33 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_b = -T_a i_{ab}^h = -93,33 \left(-z_b / z_a \right) = 93,33(99/21) = 440 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проверка: $T_a + T_b + T_h = 93,33 + 440 - 533,33 = 0;$

в) распределение вращающего момента на входном валу:

$$T_{\text{вх}} = T_1 = T_a + T_{a'} = 93,33 + 106,67 = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проверка: $T_1 = -T_2 i_{21} = -T_2 / i_{12} = 640 / 3,2 = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

5. Баланс мощности по формуле (5.25):

$$\frac{i_{\text{диф}}^{\text{вых}}}{(i_{1-C} i_{CA}^B)} + \frac{i_{\text{диф}}^{\text{вых}}}{(i_{1-B} i_{BA}^C)} = \frac{3,2}{6} + \frac{3,2}{6,86} = 0,53 + 0,47 = 1.$$

Положительные долевые значения мощности свидетельствуют о том, что подводимая мощность передается без циркуляции двумя параллельными силовыми потоками в долевом соотношении 0,53 и 0,47 и суммируется на выходном валу (рис. 5.31).

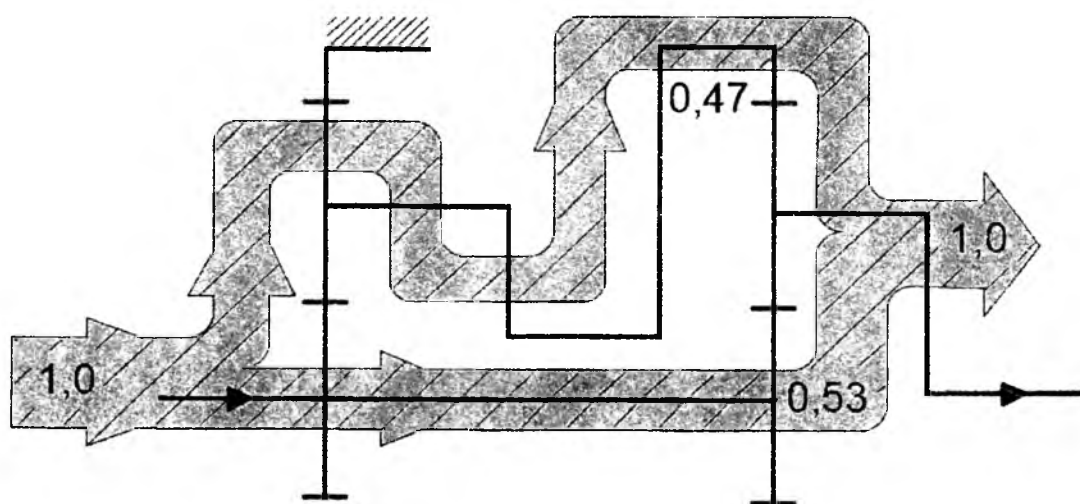


Рис. 5.31. Схема распределения мощностных потоков в ветвях замкнутого дифференциала

6. Параметры прочностного расчета зацепления $a' - g'$ (рис. 5.7, б) по формулам (5.13) и (5.14):

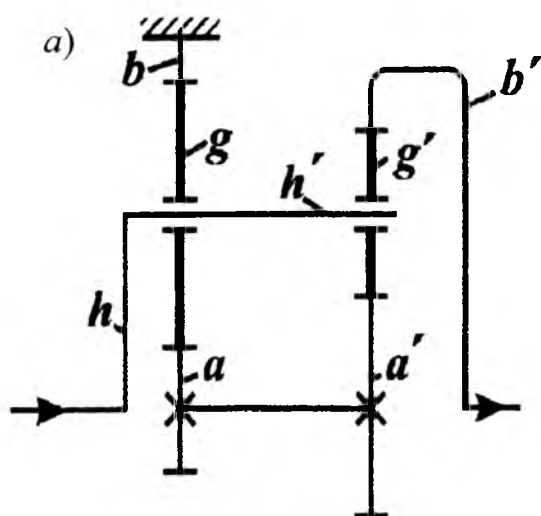
$$u = z_{(к)2} / z_{(ш)1} = z_{g'} / z_{a'} = 36 / 18 = 2;$$

$$T_{(ш)1} = |T_{a'}| k_w / n_w = 106,67 k_w / n_w; \quad T_{(к)2} = T_{(ш)1} u;$$

$$F_{la'} = F_{lg'} = F_t = 2 |T_{a'}| k_w / (d_{(w)a'} n_w).$$

Задачи для самостоятельного решения

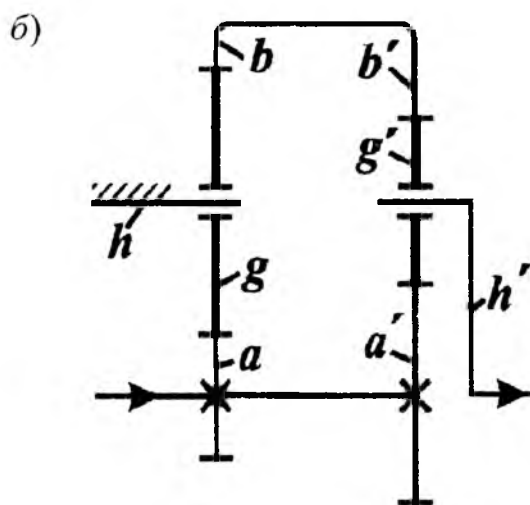
Для схем (рис. 5.32) двухпоточных передач выполнить кинематический и силовой расчет, $T_{\text{вых}} = -1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$.



$$n_{\text{вх}} = 750 \text{ мин}^{-1};$$

$$z_a = 18; \quad z_b = 102; \quad z_g = 42;$$

$$z_{a'} = 20; \quad z_{b'} = 100; \quad z_{g'} = 40;$$



$$n_{\text{вх}} = 1200 \text{ мин}^{-1};$$

$$z_a = 24; \quad z_b = 102; \quad z_g = 39;$$

$$z_{a'} = 18; \quad z_{b'} = 90; \quad z_{g'} = 36.$$

Рис. 5.32. Кинематические схемы двухпоточных передач с дифференциальным механизмом на выходе

6. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

6.1. Общие сведения

Червячной передачей называется механизм, служащий для преобразования вращательного движения между валами со скрещивающимися осями.

Червячная передача (рис. 6.1) состоит из *червяка 1* и сопряженного с ним *червячного колеса 2*. Угол скрещивания осей у ортогональных передач обычно равен 90° ; неортогональные передачи встречаются редко. Червячные передачи относятся к передачам зацеплением, в которых движение осуществляется по принципу винтовой пары. Червячные передачи относят к категории *зубчато-винтовых*.

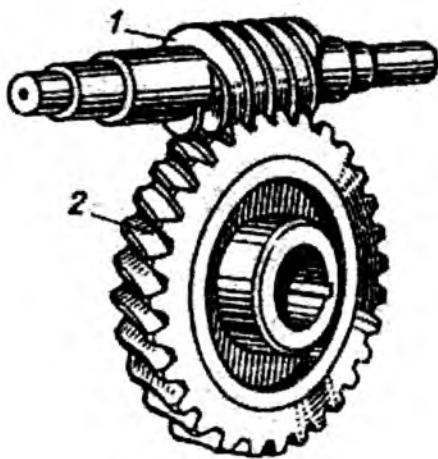


Рис. 6.1. Червячная передача

Основные виды червячных передач (рис. 6.2): *а* – *цилиндрическая червячная передача*, у которой делительные и начальные поверхности цилиндрические (такие передачи наиболее распространены); *б* – *глобоидная передача*, у которой делительная поверхность червяка торообразная, а колеса – цилиндрическая.

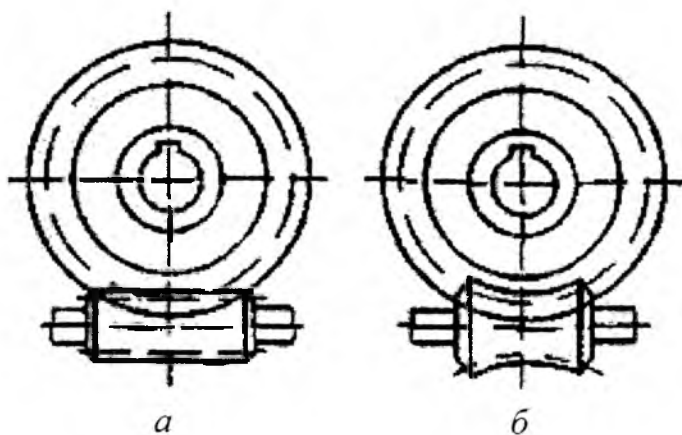


Рис. 6.2. Виды червячных передач

Схемы червячных редукторов приведены на рис. 6.3:

a – с нижним расположением червяка;

б – с верхним расположением червяка;

в – с боковым горизонтальным расположением червяка;

г – с боковым вертикальным расположением червяка.

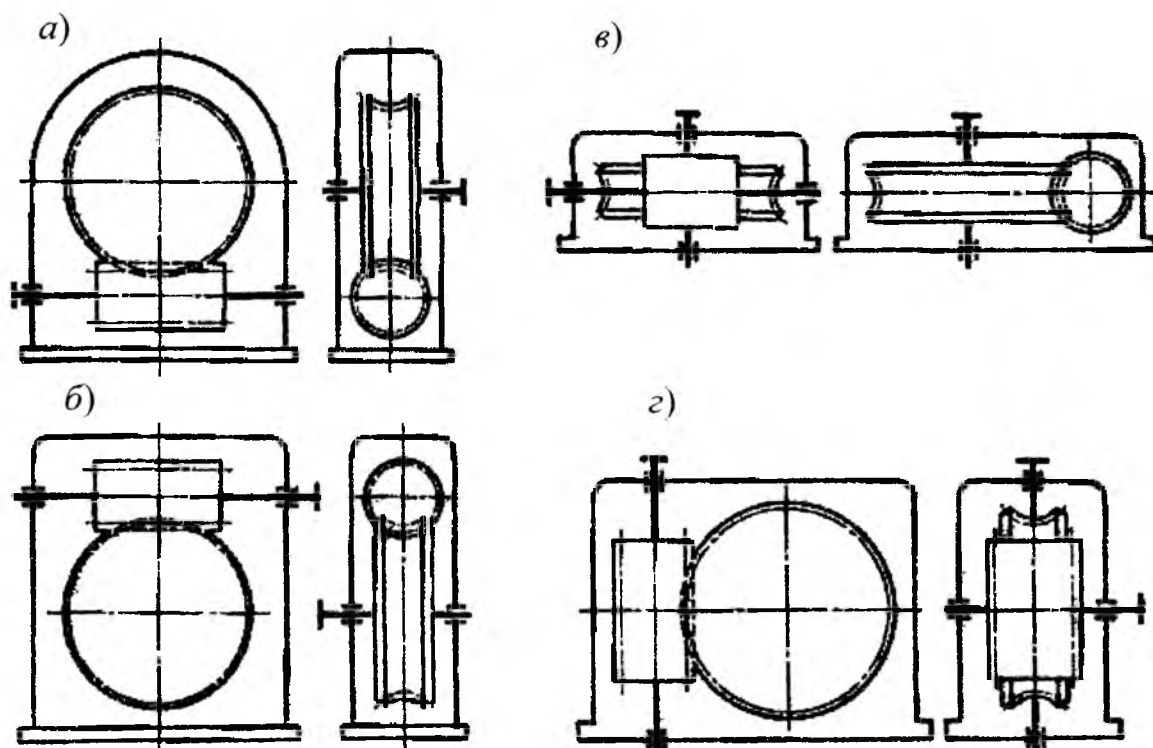


Рис. 6.3. Схемы расположения червяка относительно колеса

6.2. Геометрические параметры

6.2.1. Червяк (представлен на рис. 6.4).

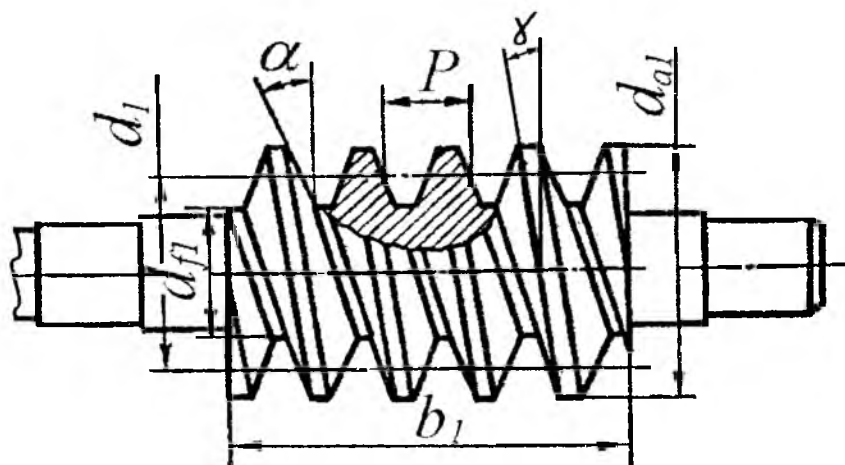


Рис. 6.4. Геометрические параметры червяка

Основным расчетным параметром червячной передачи является осевой модуль червяка, равный окружному модулю зубьев колеса:

$$m = \frac{p_1}{\pi}, \tag{6.1}$$

где p_1 – расчетный шаг – расстояние между одноименными точками соседних профилей, измеренное вдоль образующей делительного цилиндра.

Многовитковые червяки характеризуются и ходом линии витка p_{Z1} – расстояние между одноименными профилями одного витка, измеренное вдоль образующей делительного цилиндра:

$$p_{Z1} = p_1 Z_1, \tag{6.2}$$

где Z_1 – число витков (заходов) червяка, от которого зависит передаточное число червячной передачи (табл. 6.1);

Z_2 – число зубьев червячного колеса:

$$u = \frac{Z_2}{Z_1}. \tag{6.3}$$

Таблица 6.1

Число витков (заходов) червяка червячной передачи

u	8–14	15–30	Свыше 30
Z_1	4	2	1

Делительный угол подъема винтовой линии витка

$$\gamma = \arctg(\frac{Z_1}{q}). \tag{6.4}$$

Делительный диаметр червяка

$$d_1 = qm, \tag{6.5}$$

где q – коэффициент диаметра червяка, равный числу модулей в делительном диаметре червяка. Значения q стандартизованы и связаны с модулем m .

Начальный диаметр червяка (на чертеже не проставляется)

$$d_{w1} = (q + 2x)m, \tag{6.6}$$

где x – коэффициент смещения

$$-1 \leq x = \frac{a_w}{m} - \frac{Z_2 + q}{2} \leq 1. \tag{6.7}$$

В проектных расчетах предварительное значение модуля передачи:

$$m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_w}{Z_2}. \tag{6.8}$$

Чтобы исключить слишком тонкие червяки, стандарт предусматривает увеличение q с увеличением m . Ориентировочно q принимают по рекомендации:

$$q = \frac{2a_w}{m} - Z_2 \geq 0,212 \cdot Z_2 \tag{6.9}$$

с округлением до стандартного значения.

Таблица 6.2

Сочетания m и q по ГОСТ 2144-76

m	2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5	16
q	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	8; 10; 12,5; 16

Высота головки и ножки витка червяка:

$$h_{a1} = m; \tag{6.10}$$

$$h_{f1} = 1,2m. \tag{6.11}$$

Диаметр вершин и впадин витков червяка:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2m; \tag{6.12}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2,4m. \tag{6.13}$$

Диаметр вершин и впадин зубьев:

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = d_2 + 2m; \quad (6.18)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = d_2 - 2,4m. \quad (6.19)$$

Наибольший диаметр

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{Z_1 + 2}. \quad (6.20)$$

Ширина венца червячного колеса

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} \quad \text{при } Z_1 = 1 \text{ и } 2; \quad (6.21)$$

$$b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1} \quad \text{при } Z_1 = 4. \quad (6.22)$$

Угол охвата 2δ червяка червячным колесом

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}. \quad (6.23)$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(q + Z_2)}{2}. \quad (6.24)$$

Значения a_w , мм для стандартных редукторов по ГОСТ 2144–76: 80, (90), 100, (112), 125, (140), 160, (180), 200, (224), 250, (280), 315, (355), 400, (450), 500 (в скобках значения из 2-го ряда).

Для нестандартных редукторов не обязательно придерживаться указанных значений. В этом случае округляют до чисел из ряда *Ra 40*.

Для вписывания в стандартные или заданные межосевые расстояния a_w , а также в целях округления до принятых из чисел ряда *Ra 40* применяют червячные передачи со смещением.

Червяк (копия инструмента) нарезают без смещения. Смещение осуществляют только за счет червячного колеса, которое нарезают тем же инструментом, что и колесо без смещения. При заданном межосевом расстоянии a_w коэффициент смещения x определяется выражением (6.7).

При смещении

$$a_w = \frac{m(q + Z_2 + 2x)}{2}; \quad (6.25)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x); \quad (6.26)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x). \quad (6.27)$$

Все другие размеры остаются неизменными. Смещение оказывает большое влияние на форму зубьев колеса и геометрию зацепления.

Передаточное число u определяют из условия, что за один оборот червяка колесо повернется на число зубьев, равное числу витков червяка.

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (6.28)$$

Здесь Z_1 выполняет роль числа зубьев шестерни зубчатой передачи. Так как $Z_1 = 1; 2; 4$, то в одной передаче можно получить u : 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 28; 31,5; 40; 50; 63; 80 (ГОСТ 2144–76, 1-й ряд). При дальнейшем увеличении передаточного числа КПД и нагрузочная способность снижаются.

6.3. Скольжение в зацеплении и КПД червячной передачи

Особенности рабочего процесса: червячные передачи по сравнению с зубчатыми при работе имеют повышенное скольжение в зацеплении и неблагоприятные условия смазки.

Повышенное скольжение возникает потому, что окружные скорости червяка V_1 и колеса V_2 направлены под углом скрещивания одна к другой (рис. 6.6). Поэтому витки червяка скользят по зубьям колеса. Скорость скольжения V_s ($V_{ск}$) является равнодействующей скоростей V_1 и V_2 :

$$V_s = V_{ск} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cos \gamma}. \quad (6.29)$$

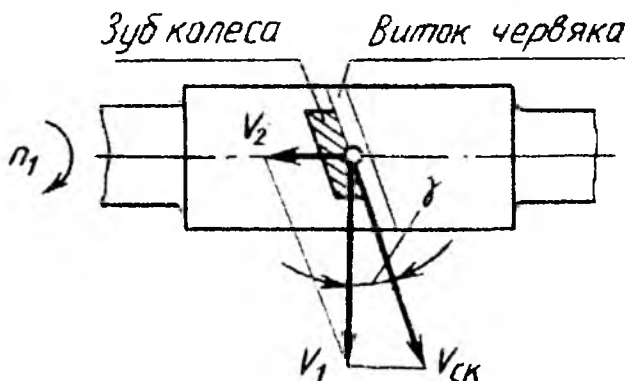


Рис. 6.6. Скольжение в червячной передаче

Из-за скольжения в червячной передаче передаточное число не может быть определено отношением делительных диаметров, то есть

$$u \neq \frac{d_2}{d_1} = \frac{d_2}{d_1 \operatorname{tg} \gamma} \tag{6.30}$$

Так как практически $\gamma < 30^\circ$, то в червячной передаче $V_2 = V_1 \operatorname{tg} \gamma$ всегда значительно меньше V_1 , а $V_S > V_1$.

Коэффициент полезного действия червячной передачи:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} (\gamma + \rho')}, \tag{6.31}$$

где ρ' – приведенный угол трения, определяемый экспериментально с учетом потерь мощности в опорах и на перемешивание и разбрызгивание масла. Зависит от скорости скольжения V_S (табл. 6.3).

Таблица 6.3

Значения приведенных углов трения

$V_S, \text{ м/с}$	ρ'	$V_S, \text{ м/с}$	ρ'
0,1	4°30'–5°10'	2,5	1°40'–2°20'
0,5	3°10'–3°40'	3	1°30'–2°00'
1,0	2°30'–3°10'	4	1°20'–1°40'
1,5	2°20'–2°50'	7	1°00'–1°30'
2,0	2°00'–2°30'	10	0°55'–1°20'

Меньшие значения ρ' – для венцов из оловянистых бронз, большие – из безоловянистых бронз и чугунов.

6.4. Силы, действующие в зацеплении червячной передачи

Составляющие от силы в зацеплении F_n принимают приложенными в полюсе зацепления и направляют по трем взаимно перпендикулярным осям (рис. 6.7).

Окружная сила на колесе направлена в сторону вращения колеса n_2 и равна по модулю осевой силе на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_{w2}}; \tag{6.32}$$

окружная сила на червяке направлена против вращения червяка n_1 и равна осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_{w1}}; \tag{6.33}$$

радиальная сила на червяке равна радиальной силе на колесе:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha, \tag{6.34}$$

где T_1 и T_2 – вращающие моменты на валах червяка и колеса, Нм;
 α – угол профиля витка червяка в осевом сечении: $\alpha = 20^\circ$;
 d_{w1} , d_2 – начальный диаметр червяка и делительный диаметр колеса, мм.

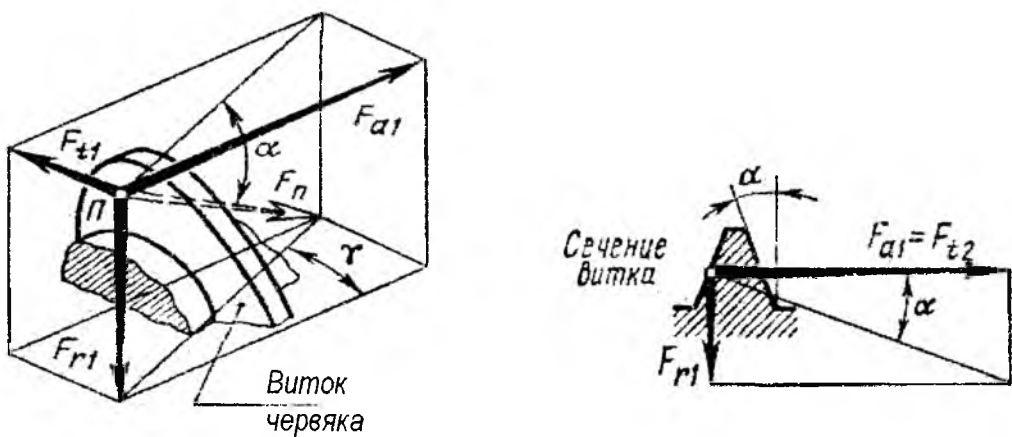


Рис. 6.7. Силы в червячном зацеплении

Необходимо учитывать, что если червяк имеет правое направление винтовой линии, то передаточное отношение $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ – положительная величина. Если левое, то $i = -\frac{\omega_1}{\omega_2}$ – отрицательная величина.

Червяк с правым направлением витка вращается по часовой стрелке, силы показаны на рис. 6.8.

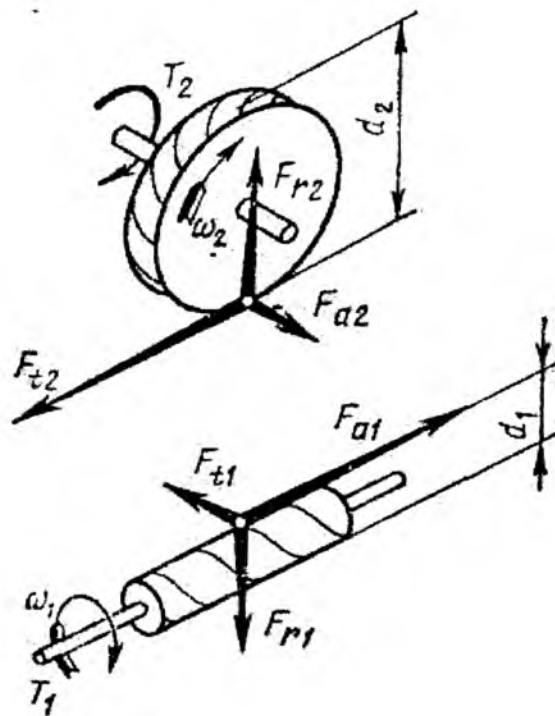


Рис. 6.8. Схема действия сил

6.5. Расчет на жесткость

Расчет на жесткость заключается в определении стрелы прогиба червяка f (рис. 6.9):

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48EI_{пр}} \leq [f] = (0,005 \dots 0,01) m, \quad (6.35)$$

где l – расстояние между опорами червяка;

$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости стали;

$I_{пр}$ – приведенный момент инерции поперечного сечения червяка, мм⁴;

$$I_{пр} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right). \quad (6.36)$$

При $f > [f]$ необходимо увеличить q и уменьшить расстояние между плоскостями действия сил.

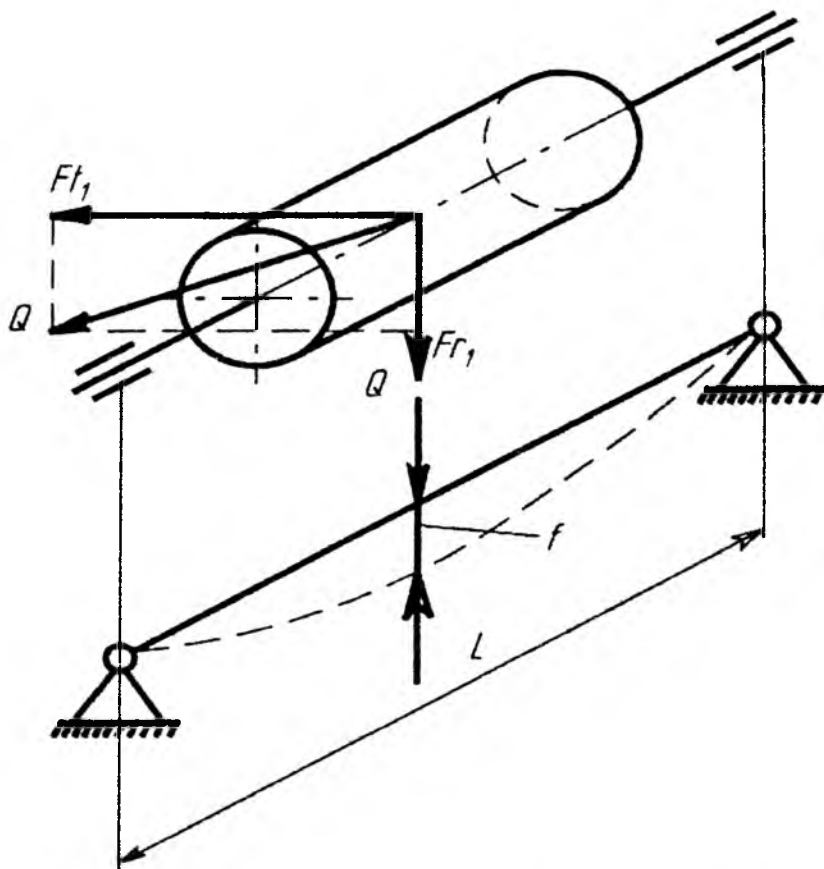


Рис. 6.9. Схема для определения стрелы прогиба

6.6. Тепловой расчет

В червячном зацеплении происходят сравнительно большие потери механической энергии, приводящие к нагреву деталей передачи и смазочного материала. Понижается КПД, растет тепловыделение и возникает опасность заедания в зацеплении. Для предупреждения этого проводят тепловой расчет, имеющий условный характер, так как в результате определяется температура смазочного материала в картере редуктора.

Температура смазочного материала при установившемся режиме работы t_M , полученная на основе теплового баланса:

$$t_M = t_B + \frac{P_1(1-\eta)}{k_T A(1+\psi)} \leq [t_M], \quad (6.37)$$

где t_B – температура воздуха вне корпуса, $t_B \approx 20^\circ$;

P_1 – мощность на червяке, Вт;

η – КПД редуктора;

k_T – коэффициент теплоотдачи, зависящий от материала корпуса редуктора и интенсивности вентиляции помещения, для чугунных корпусов принимают $k_T = 8-17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, бóльшие значения – при незначительных параметрах шероховатости поверхности наружных стенок, хорошей циркуляции воздуха.

куляции воздуха вокруг редуктора и интенсивном перемешивании смазочного материала;

A – площадь поверхности охлаждения корпуса, м^2 . Ориентировочно A определяют по эмпирической формуле $A \approx 20 \cdot a_w^2$;

$\psi = 0,3$ – коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в металлическую плиту или раму;

$[t_M]$ – максимальная допустимая температура нагрева масла (зависит от марки масла). Обычно принимают $[t_M] = 80\text{--}90^\circ\text{C}$ для редукторных смазочных материалов и $[t_M] = 100\text{--}120^\circ\text{C}$ – для авиационных.

Если при расчете получили $t_M > [t_M]$, то необходимо увеличить поверхность охлаждения A , применяя охлаждающие ребра – в расчете (6.52) учитывается полная поверхность вертикальных ребер и только 50 % поверхности горизонтальных – или искусственное охлаждение: 1) обдув корпуса воздухом с помощью вентилятора, насаженного на червяк (рис. 6.10, а), k_T повышается до $20\text{--}28 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; 2) охлаждение масла водой, проходящей через змеевик (рис. 6.10, б), k_T повышается до $90\text{--}200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; 3) применение циркуляционной системы смазки со специальными холодильниками (рис. 6.10, в).

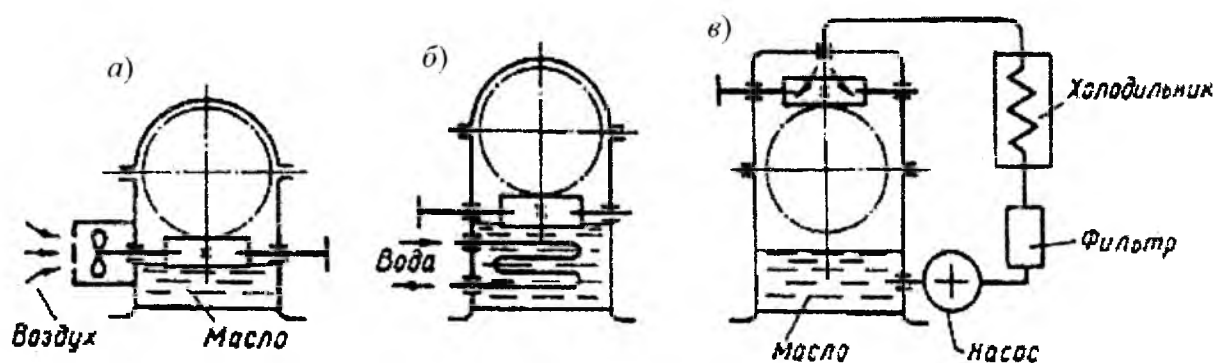


Рис. 6.10. Схемы искусственного охлаждения червячных передач

6.7. Расчет червячной передачи

Исходные данные:

мощности на червяке $P_1 = 4,6 \text{ кВт}$ и червячном колесе $P_2 = 3,73 \text{ кВт}$;

вращающие моменты на червяке $T_1 = 43 \text{ Нм}$ и червячном колесе $T_2 = 349 \text{ Нм}$;

частоты вращения на червяке $n_1 = 1020 \text{ мин}^{-1}$ и червячном колесе $n_2 = 102 \text{ мин}^{-1}$;

передаточное число червячной передачи $u = 10$;

срок службы при постоянном режиме нагрузки $L_h = 20000 \text{ часов}$;

выпуск единичный.

1. Определяем предварительно скорость скольжения в червячной передаче [5]:

$$V_S = 0,45 \cdot 10^{-3} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \quad (6.38)$$

где n_1 – частота вращения червяка;

T_2 – вращающий момент на червячном колесе.

$$V_S = 0,45 \cdot 10^{-3} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 0,45 \cdot 10^{-3} 1020 \sqrt[3]{349} = 3,232 \text{ м/с}.$$

Исходя из скорости скольжения, материал венца червячного колеса выбираем из II-й группы материалов.

2. Выбираем материал венца червячного колеса с учетом скорости скольжения и способа отливки. Способ отливки следует назначать в зависимости от заданного типа производства (см. табл. 6.4). При единичном производстве рекомендуется способ отливки в земляную форму.

Принимаем для червяка сталь 45 с закалкой до твердости более 45 HRC и последующим шлифованием. Для венца червячного колеса – бронзу БрАЖ9-4 (отливка в землю) при скорости скольжении $V_S < 5$ м/с с механическими свойствами $\sigma_B = 425$ МПа и $\sigma_T = 195$ МПа.

3. Определяем допускаемое контактное напряжение (см. табл. 6.4).

Таблица 6.4

Материалы для венцов червячных колес и допускаемые напряжения

Группа материалов	Материалы	Способ отливки	σ_B , МПа	σ_T , МПа	Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{II}]$	Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$	
I	БрОНФ10-1-1 $v_S \leq 25$ м/с	Ц	285	165	$0,9\sigma_B \cdot C_V \cdot K_{HL};$ $(0,7\sigma_B \cdot C_V \cdot K_{HL})$	$(0,25\sigma_T +$ $+0,08\sigma_B) K_{FL}$	
	БрОФ10-1 $v_S \leq 12$ м/с	К	275	200			
		З	230	140			
	БрОЦС5-5-5 $v_S \leq 8$ м/с	К	200	90			
		З	145	80			
II	БрАЖН10-4-4 $v_S \leq 5$ м/с	Ц	700	460	$300 - 25 \cdot V_S;$ $(275 - 25 \cdot V_S)$		
	БрАЖМц10-3-1,5 $v_S \leq 5$ м/с	К	650	430			
		З	550	360			
	БрАЖ9-4 $v_S \leq 5$ м/с	З	450	300			
		Ц	530	245			
		К	500	230			
	З	425	195				
III	СЧ18	$\sigma_{ВИ} = 355$ МПа $\sigma_{ВИ} = 315$ МПа			$200 - 35 \cdot V_S;$ $(175 - 35 \cdot V_S)$	$0,12\sigma_{ВИ} \cdot K_{FL}$	
	СЧ15 $v_S \leq 2$ м/с						

Примечания.

1. Способ отливки обозначается заглавной буквой: З – в землю; К – в кокиль; Ц – центробежный.

2. В скобках указаны формулы для червячных передач малой мощности ($P < 1$ кВт) с твердостью червяка, полученной улучшением, до 350 НВ, и без скобок – $H \geq 45$ HRC при цементируемых, закаленных, шлифованных и полированных червяках.

C_V – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зубьев колес в зависимости от скорости скольжения; определяется по табл. 6.6 или по формуле

$$C_V = 1,66 \cdot V_S^{-0,352}; \quad (6.39)$$

K_{HL} – коэффициент долговечности, заключен в диапазоне значений $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_H}}, \quad (6.40)$$

где N_H – число циклов нагружения ($N_H \leq 25 \cdot 10^7$ циклов); при постоянной нагрузке:

$$N_H = 60 \cdot n_2 \cdot L_h, \quad (6.41)$$

n_2 – частота вращения вала червячного колеса;

L_h – требуемая долговечность (ресурс) привода в часах (при постоянной нагрузке);

при нестационарном режиме нагружения, заданном ступенчатым графиком нагрузки, вместо N_H подставляется N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения:

$$N_{HE} = 60 \cdot n_2 \cdot L_H \cdot k_{HE}, \quad (6.42)$$

L_H – требуемая долговечность (ресурс) привода в часах (при переменной нагрузке);

$$L_H = 365 \cdot L_h \cdot K_{\text{год}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}}, \quad (6.43)$$

k_{HE} – коэффициент, учитывающий график нагружения

$$k_{HE} = \sum \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^4 \left(\frac{L_{hi}}{L_h} \right) \right], \quad (6.44)$$

где T_i – момент при i -м режиме нагружения;

$T_{\max}$ – наибольший из числа действующих моментов, обычно номинальный; L_{hi} – время работы передачи при i -м режиме;

L_h – время работы передачи.

Коэффициент интенсивности изнашивания зубьев

$V_S \leq$, м/с	1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_V	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Для II-й и III-й групп материалов венцов червячных колес формулы расчета допускаемых контактных напряжений указаны в табл. 6.4.

$$[\sigma_H] = 300 - 25 \cdot V_S = 300 - 25 \cdot 3,232 = 219,2 \text{ МПа.}$$

4. Допускаемые напряжения изгиба венцов колес определяются по формулам в зависимости от группы материалов (табл. 6.5), где K_{FL} – коэффициент долговечности при расчете на усталость при изгибе ($0,543 \leq K_{FL} \leq 1$)

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}}, \quad (6.45)$$

где $N_F = N_H$ – число циклов нагружения вычисляется по уравнению (6.41) ($10^5 \leq N_F \leq 25 \cdot 10^7$).

$$N_F = N_H = 60 \cdot n_2 \cdot L_h = 60 \cdot 102 \cdot 20000 = 12,24 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

Коэффициент долговечности при расчете на усталость при изгибе:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{12,24 \cdot 10^7}} = 0,586.$$

Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma_F] = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B) K_{FL} = (0,25 \cdot 125 + 0,08 \cdot 425) 0,586 = 38,25 \text{ МПа.}$$

При нестационарном режиме нагружения вместо N_F подставляется N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения:

$$N_{FE} = 60 \cdot n_2 \cdot L_H \cdot k_{FE}, \quad (6.46)$$

k_{FE} – коэффициент, учитывающий график нагружения при расчете на усталость при изгибе

$$k_{FE} = \sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9 \cdot \frac{L_i}{L_h} \right]. \quad (6.47)$$

Допускаемые напряжения при проверке прочности по кратковременным перегрузкам необходимы для оценки статической прочности зубьев. Наибольший (пиковый) момент из-за кратковременности действия не учитывался при расчетах зубьев на сопротивление усталости при изгибе, поэтому для предотвращения хрупкого разрушения или остаточных деформаций зубьев должно выполняться условие

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{T_{\text{пик}}}{T_2} \leq [\sigma_F]_{\max}, \quad (6.48)$$

где σ_F определяется по уравнению (6.51);

T_2 – расчетный момент на валу колеса;

$[\sigma_F]_{\max}$ – допускаемое напряжение при проверке прочности по кратковременным перегрузкам, для бронз $[\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_T$, для чугунов $[\sigma_F]_{\max} = 0,75\sigma_{\text{ВИ}}$;

σ_T и $\sigma_{\text{ВИ}}$ – по табл. 6.5.

5. Определяем геометрические параметры червячной передачи.

Межосевое расстояние определяется из условия

$$a_w > 613 \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2}}, \quad (6.49)$$

где T_2 – вращающий момент на червячном колесе, Н · мм;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба; в предварительных расчетах при постоянной нагрузке можно принимать $K_{H\beta} = 1$; при переменной нагрузке $K_{H\beta} = 1,05\text{--}1,2$;

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение.

$$a_w > 613 \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2}} = 613 \sqrt{\frac{349 \cdot 10^3 \cdot 1}{219,2^2}} = 118,135 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние можно округлять до значений из стандартного ряда ГОСТ 2144 – 76 или до чисел, оканчивающихся на 0 или 5.

Принимаем межосевое расстояние $a_w = 125$ мм.

Число заходов червяка зависит от передаточного числа червячной передачи (табл. 6.1).

При передаточном числе червячной передачи $u = 10$ число витков червяка $z_1 = 4$. Число зубьев червячного колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 10 \cdot 4 = 40$.

Предварительное значение модуля передачи определяем по уравнению (6.8)

$$m = (1,4-1,7) \frac{a_w}{z_2} = (1,4-1,7) \cdot \frac{125}{40} = 4,375-5,3125 \text{ мм.}$$

Принимаем $m = 5 \text{ мм}$.

Коэффициент диаметра червяка при принятом модуле находим по рекомендации (6.9) с округлением до стандартного значения (табл. 6.2).

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 125}{5} - 40 = 10.$$

Минимально допустимое значение q из условия жесткости червяка $q_{\min} = 0,212 \cdot z_2 = 0,212 \cdot 40 = 8,48$. Принимаем $q = 10$.

Предпочтительные сочетания передаточного числа, чисел зубьев и коэффициента диаметра червяка приведены в табл. 6.6.

Таблица 6.6

Предпочтительные параметры червячных передач

u	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
z_1	4			2			1		
z_2	32	40	50	32	40	50	32	40	50
q	8	10	12,5	8	10	12,5	8	10	12,5

Коэффициент смещения определяем по уравнению (6.7). Рекомендуемые пределы значений коэффициента смещения для червячных передач – $0,7 \leq x \leq 0,7$. Однако допускается диапазон $-1 \leq x \leq 1$.

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q) = \frac{125}{5} - 0,5(40 + 10) = 0.$$

Если коэффициент смещения $x \neq 0$, то для червяка следует определять начальный диаметр – (6.6), а для червячного колеса диаметры вершин и впадин определяются выражениями (6.26), (6.27).

В некоторых случаях после произведенных расчетов следует уточнить передаточное число передачи и отклонение Δu фактического значения $u_{\text{ф}}$ от заданного u .

$$u_{\Phi} = \frac{Z_2}{Z_1},$$

$$\Delta u = \frac{|u_{\Phi} - u|}{u} \cdot 100\% \leq 4\%.$$

Так как $u_{\Phi} = u = 10$, то $\Delta u = 0$.

Если коэффициент смещения находится в рекомендуемых пределах, то можно продолжать расчет геометрических размеров червяка и червячного колеса: делительные диаметры определяются выражениями (6.5) и (6.15).

$$d_1 = qm = 10 \cdot 5 = 50 \text{ мм};$$

$$d_2 = z_2 m = 40 \cdot 5 = 200 \text{ мм};$$

диаметры вершин – (6.12) и (6.18):

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 50 + 2 \cdot 5 = 60 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 200 + 2 \cdot 5 = 210 \text{ мм};$$

диаметры впадин – (6.13) и (6.19):

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 50 - 2,4 \cdot 5 = 38 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 200 - 2,4 \cdot 5 = 188 \text{ мм};$$

наибольший диаметр червячного колеса – (6.20):

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 210 + \frac{6 \cdot 5}{4 + 2} = 215 \text{ мм},$$

принимаем $d_{am2} = 215 \text{ мм};$

длина нарезанной части червяка – (6.14):

$$\begin{aligned} b_1 &= 2 \sqrt{\left(\frac{d_{am2}}{2}\right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2} + \frac{\pi m}{2} = \\ &= 2 \sqrt{\left(\frac{215}{2}\right)^2 - \left(125 - \frac{60}{2}\right)^2} + \frac{\pi \cdot 5}{2} = 100,78 \text{ мм}; \end{aligned}$$

полученное значение округляется до величины из ряда нормальных линейных размеров, принимаем $b_1 = 100$ мм;

ширина венца червячного колеса – (6.21) и (6.22):

при $Z_1 = 4$

$$b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1} = 0,67 \cdot 60 = 40,2 \text{ мм},$$

принимаем $b_2 = 40$ мм.

Определяем угол охвата червяка червячным колесом с проверкой выполнения условия $2\delta \geq 90^\circ$ (6.23)

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} = \frac{40}{60 - 0,5 \cdot 5} = 0,696 \Rightarrow \delta = 44,08^\circ.$$

Условие $2\delta \geq 90^\circ$ не выполняется $2\delta = 2 \cdot 44,08^\circ = 88,16^\circ$, поэтому увеличиваем ширину венца $b_2 = 42$ мм и пересчитываем угол охвата

$$\sin \delta = \frac{42}{60 - 0,5 \cdot 5} = 0,73 \Rightarrow \delta = 46,92^\circ,$$

$$2\delta = 93,85^\circ \geq 90^\circ.$$

Условие выполняется.

6. Определяем силы в зацеплении червячной передачи, используя формулы (6.32) и (6.34):

окружная сила на колесе направлена в сторону вращения колеса n_2 и равна по модулю осевой силе на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 349 \cdot 10^3}{200} = 3490 \text{ Н};$$

окружная сила на червяке направлена против вращения червяка n_1 и равна осевой силе на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 43 \cdot 10^3}{50} = 1720 \text{ Н};$$

радиальная сила на червяке равна радиальной силе на колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 3490 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1270,256 \text{ Н}.$$

Предположим, что червяк с правым направлением витка вращается по часовой стрелке. Изображаем схему действия сил рис. 6.11.

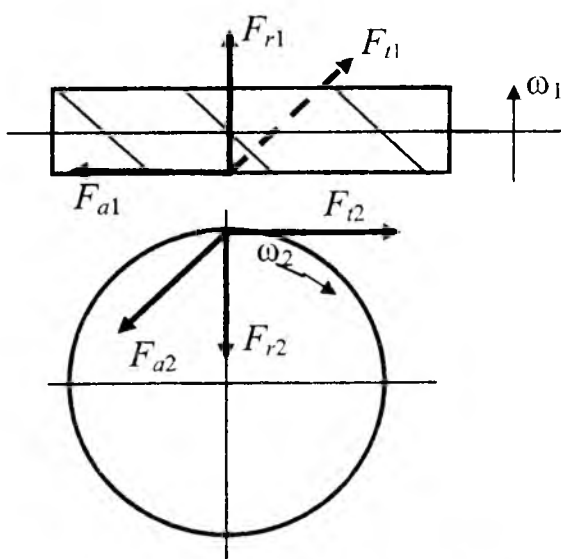


Рис. 6.11. Схема действия сил

7. Выполняем проверочный расчет червячной передачи на прочность по контактным напряжениям.

Определяем скорость скольжения в зацеплении:

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma},$$

где γ – начальный угол подъема витка;

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q + 2 \cdot x};$$

V_1 – окружная скорость на начальном диаметре червяка, м/с;

$$V_1 = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{6 \cdot 10^4} ..$$

$$V_1 = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{6 \cdot 10^4} = \frac{3,14 \cdot 1020 \cdot 50}{6 \cdot 10^4} = 2,669 \text{ м/с};$$

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q + 2 \cdot x} = \arctg \frac{4}{10 + 2 \cdot 0} = 21,8^\circ = 21^\circ 48';$$

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{2,669}{\cos 21,8^\circ} = 2,875 \text{ м/с}.$$

Уточняем допускаемое напряжение для найденной скорости скольжения для материалов I-й группы:

$$[\sigma_H] = 0,9(0,7)\sigma_B \cdot C_V \cdot K_{HL}.$$

Вычисляем расчетное контактное напряжение:

$$\sigma_H = \frac{0,48}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 k_{H\beta} k_{HV}}{d_{W1}}} \leq [\sigma_H], \quad (6.50)$$

где k_{HV} – коэффициент динамической нагрузки, $k_{HV} = 1$ при $V_2 \leq 3$ м/с; $k_{HV} = 1,1-1,3$ при $V_2 > 3$ м/с.

$$\sigma_H = \frac{0,48}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 k_{H\beta} k_{HV}}{d_{W1}}} = \frac{0,48}{0,200} \sqrt{\frac{349 \cdot 1 \cdot 1}{0,050}} = 200,511 \text{ Нм}.$$

Недогрузка составляет:

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{219,2 - 200,511}{219,2} \cdot 100\% = 8,5\%.$$

Условие прочности выполняется, так как в червячных передачах допускается недогрузка до 15 %, перегрузка до 3 %.

Определяем КПД передачи из выражения (6.31), приведенный угол трения ρ' выбираем из табл. 6.3 по уточненной скорости скольжения $V_s = 2,875$ м/с.

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} 21^\circ 48'}{\operatorname{tg}(21^\circ 48' + 2^\circ 10')} = 0,899.$$

8. Осуществляем проверку зубьев колеса по напряжениям изгиба.
Расчетное напряжение изгиба

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_{t2} \cos \gamma k_{F\beta} k_{FV}}{1,3 m d_{W1}} \leq [\sigma]_F, \quad (6.51)$$

где Y_F – коэффициент формы зуба, который принимается по табл. 6.7 в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса $z_{12} = z_2 / \cos^3 \gamma$.

Коэффициент Y_F , учитывающий форму зубьев червячных колес

Z_{V2}	Y_F	Z_{V2}	Y_F
20	1,098	40	1,55
24	1,88	45	1,48
26	1,85	50	1,45
28	1,80	60	1,40
30	1,76	80	1,34
32	1,71	100	1,30
35	1,64	150	1,27
37	1,61	300	1,24

Для червячных передач приближенно принимают $K_{F\beta} = K_{H\beta}$ и $K_{FV} = K_{HV}$.

Эквивалентное число зубьев колеса $z_{V2} = 40 / \cos^3 21,8^\circ = 49,97 \approx 50$, поэтому коэффициент формы зуба $Y_F = 1,45$.

Расчетное напряжение изгиба

$$\sigma_F = \frac{1,45 \cdot 3490 \cdot \cos 21,8^\circ \cdot 1 \cdot 1}{1,3 \cdot 5 \cdot 50} = 14,457 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 38,25 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

9. Тепловой расчет.

Рабочая температура масла без искусственного охлаждения определяется из выражения (6.37) с учетом площади поверхности охлаждения корпуса $A \approx 20 \cdot a_w^2 = 20 \cdot 0,125^2 = 0,3125 \text{ м}^2$ и коэффициента теплоотдачи $k_T = 8 \dots 17 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}$

$$t_m = t_v + \frac{P_1(1-\eta)}{k_T A(1+\psi)} = 20^\circ + \frac{4,6 \cdot 10^3(1-0,899)}{17 \cdot 0,3125(1+0,3)} = 87,27^\circ \leq [t_m] = 90^\circ.$$

Если рабочая температура масла превышает допустимое значение, то следует принимать меры по охлаждению масла: увеличивать площадь охлаждения за счет применения ребер охлаждения на корпусе редуктора, устанавливать на валу червяка вентилятор, применять водяное охлаждение и т. д.

При охлаждении вентилятором

$$t_m = 20^\circ + \frac{P_1(1-\eta)}{[(0,6+\psi)k_T + 0,4k_{ТВ}]A} \leq [t_m], \quad (6.52)$$

где коэффициент $k_{ТВ}$ выбирается из таблицы в зависимости от частоты вращения вентилятора n_B (табл. 6.9).

Коэффициент теплоотдачи при использовании вентилятора

$\approx n_B$	750	1000	1500	3000
$k_{ТВ}$	24	29	35	50

Пример 1. Определить размеры червяка и колеса червячной передачи, которая должна быть «вписана» в межосевое расстояние $a_w = 125$ мм. Передаточное число передачи $u = 32$. По условиям прочности модуль должен быть не менее 6,3 мм, а коэффициент диаметра червяка $q = 8$. Червяк шлифованный, закаленный.

1. Найдем коэффициент смещения инструмента (6.7):

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(Z_2 + q) = \frac{125}{6,3} - 0,5 \cdot (32 + 8) = -0,16.$$

2. Число зубьев колеса находим из уравнения (6.3) (так как передаточное число передачи больше 30, то $Z_1 = 1$):

$$Z_2 = uZ_1 = 32 \cdot 1 = 32.$$

3. Определим размеры червяка:
делительный диаметр (6.5)

$$d_1 = qm = 8 \cdot 6,3 = 50,4 \text{ мм};$$

диаметр вершин витков (6.12)

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 50,4 + 2 \cdot 6,3 = 63 \text{ мм};$$

диаметр впадин (6.13)

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 50,4 - 2,4 \cdot 6,3 = 35,28 \text{ мм};$$

делительный угол подъема винтовой линии (6.4)

$$\gamma = \arctg\left(\frac{Z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{1}{8}\right) = 7,125^\circ = 7^\circ 07' 30'';$$

шаг червяка находим из уравнения (6.1)

$$P = \pi m = 3,14 \cdot 6,3 = 19,782 \text{ мм}.$$

4. Размеры червячного колеса:
делительный диаметр (6.15)

$$d_2 = Z_2 m = 32 \cdot 6,3 = 201,6 \text{ мм};$$

диаметр вершин и впадин зубьев (6.18) и (6.19)

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x) = 201,6 + 2 \cdot 6,3(1 - 0,16) = 212,184 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x) = 201,6 - 2 \cdot 6,3(1,2 + 0,16) = 184,464 \text{ мм};$$

наибольший диаметр червячного колеса (6.20)

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{Z_1 + 2} = 212,184 + \frac{6 \cdot 6,3}{1 + 2} = 224,784 \text{ мм},$$

принимаем $d_{am2} = 224 \text{ мм}$,

ширина венца колеса (6.21)

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 63 = 47,25 \text{ мм},$$

принимаем $b_2 = 47 \text{ мм}$.

Длина b_1 нарезанной части червяка (6.14)

$$\begin{aligned} b_1 &= 2\sqrt{\left(\frac{d_{am2}}{2}\right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2} + \frac{\pi m}{2} = \\ &= 2\sqrt{\left(\frac{224}{2}\right)^2 - \left(125 - \frac{63}{2}\right)^2} + \frac{3,14 \cdot 6,3}{2} = 123,4 \text{ мм}, \end{aligned}$$

принимаем $b_1 = 124 \text{ мм}$.

Пример 2. Определить момент T_3 на тихоходном валу двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора, если момент на валу червяка быстроходной ступени $T_1 = 56 \text{ Нм}$. КПД с учетом потерь в опорах и на перемешивание масла быстроходной ступени $\eta_1 = 0,75$, тихоходной – $\eta_2 = 0,96$. Передаточное число быстроходной передачи $u_1 = 16$, число зубьев колеса и шестерни второй передачи $Z_2 = 50$, $Z_1 = 20$.

1. Найдем вращающий момент T_2 на промежуточном валу редуктора

$$T_2 = T_1 \eta_1 u_1 = 56 \cdot 0,75 \cdot 16 = 672 \text{ Нм}.$$

2. Определим передаточное число второй ступени редуктора

$$u_2 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{50}{20} = 2,5.$$

3. Вычислим вращающий момент T_3 на тихоходном валу

$$T_3 = T_2 \eta_2 u_2 = 672 \cdot 0,96 \cdot 2,5 = 1612,8 \text{ Нм.}$$

Пример 3. Определить мощность на червяке в одноступенчатом червячном редукторе, если модуль $m = 5$ мм, КПД редуктора $\eta = 0,75$, передаточное число $u = 20$, окружная сила на колесе $F_{t2} = 2500$ Н, угловая скорость колеса $\omega_2 = 10,3 \text{ с}^{-1}$.

1. Рассчитываем делительный диаметр червячного колеса, так как $15 \leq u \leq 30$, то делаем вывод, что число витков червяка $Z_1 = 2$, значит

$$Z_2 = u Z_1 = 20 \cdot 2 = 40 \text{ и, следовательно,}$$

$$d_2 = Z_2 m = 40 \cdot 5 = 200 \text{ мм.}$$

2. Находим вращающий момент из уравнения (6.32) на тихоходном валу редуктора

$$T_2 = \frac{F_{t2} \cdot d_2}{2} = \frac{2500 \cdot 200 \cdot 10^{-3}}{2} = 250 \text{ Нм.}$$

3. Определяем мощность на червяке, исходя из мощности на тихоходном валу

$$P_2 = T_2 \omega_2 = 250 \cdot 10,3 = 2575 \text{ Вт;}$$

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{2575}{0,75} = 3433,333 \text{ Вт.}$$

Пример 4. Какой угол подъема линии витка имеет двухвитковый червяк, у которого делительный диаметр 50 мм и модуль 5 мм?

1. Находим коэффициент диаметра червяка

$$q = \frac{d_1}{m} = \frac{50}{5} = 10.$$

2. Определяем угол подъема винтовой линии (6.4)

$$\gamma = \arctg\left(\frac{Z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{2}{10}\right) = 11,31^\circ = 11^\circ 18' 36''.$$

Пример 5. Определить усилия в червячном зацеплении, если мощность на валу червяка $P_1 = 2$ кВт, угловая скорость $\omega_1 = 83 \text{ с}^{-1}$, модуль $m = 5$ мм, $q = 10$, червяк двухзвонковый, передаточное число $u = 16$, приведенный угол трения $\rho = 2,5^\circ$.

1. Определяем угол подъема винтовой линии (6.4)

$$\gamma = \arctg\left(\frac{Z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{2}{10}\right) = 11,31^\circ = 11^\circ 18' 36''.$$

2. Находим КПД передачи (6.31)

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} 11,31^\circ}{\operatorname{tg}(11,31^\circ + 2,5^\circ)} = 0,814.$$

3. Число зубьев червячного колеса

$$Z_2 = u \cdot Z_1 = 16 \cdot 2 = 32.$$

4. Рассчитываем делительные диаметры червяка (6.5) и червячного колеса (6.15)

$$d_1 = qm = 10 \cdot 5 = 50 \text{ мм},$$

$$d_2 = Z_2 m = 32 \cdot 5 = 160 \text{ мм}.$$

5. Находим мощность и угловую скорость на тихоходном валу

$$P_2 = P_1 \eta = 2 \cdot 0,814 = 1,628 \text{ кВт},$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u} = \frac{83}{16} = 5,19 \text{ с}^{-1}.$$

6. Определяем вращающий момент на червяке и червячном колесе

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2 \cdot 10^3}{83} = 24 \text{ Нм},$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{1,628 \cdot 10^3}{5,19} = 313,68 \text{ Нм}.$$

7. Определяем усилия в зацеплении:
окружное (6.33)

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 24 \cdot 10^3}{50} = 960 \text{ Н};$$

осевое (6.32)

$$F'_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 313,68 \cdot 10^3}{160} = 3921 \text{ Н};$$

радиальное (6.34)

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 3921 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1427,127 \text{ Н}.$$

Пример 6. Определить стрелу прогиба червяка в червячном зацеплении, если расстояние между опорами 300 мм, $P_1 = 4$ кВт, $P_2 = 3,15$ кВт, частота вращения $n_1 = 1500 \text{ мин}^{-1}$, модуль $m = 5$ мм, $q = 12,5$, передаточное число $u = 25$.

1. Частота вращения колеса

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{1500}{25} = 60 \text{ мин}^{-1}.$$

2. Определяем вращающие моменты на червяке и колесе

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{4}{1500} = 25,467 \text{ Нм},$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \frac{3,15}{60} = 501,375 \text{ Нм}.$$

3. Геометрические параметры зацепления:
делительные диаметры

$$d_1 = qm = 12,5 \cdot 5 = 62,5 \text{ мм},$$

так как передаточное число $u = 25$, то червяк двухвитковый, а значит

$$Z_2 = u \cdot Z_1 = 25 \cdot 2 = 50,$$

$$d_2 = Z_2 m = 50 \cdot 5 = 250 \text{ мм};$$

диаметры вершин и впадин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 62,5 + 2 \cdot 5 = 72,5 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 62,5 - 2,4 \cdot 5 = 50,5 \text{ мм}.$$

4. Определяем усилия на червяке:
окружное

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 25,467 \cdot 10^3}{62,5} = 814,944 \text{ Н};$$

осевое

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d'_2} = \frac{2 \cdot 501,375 \cdot 10^3}{250} = 4011 \text{ Н};$$

радиальное

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 4011 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1459,885 \text{ Н}.$$

5. Рассчитываем приведенный момент инерции поперечного сечения червяка (6.36)

$$I_{\text{пр}} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right) = \frac{3,14 \cdot 50,5^4}{64} \times \\ \times \left(0,375 + 0,625 \frac{72,5}{50,5} \right) = 405972,8 \text{ мм}^4.$$

6. Определяем стрелу прогиба (6.35)

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48EI_{\text{пр}}} = \frac{300^3 \sqrt{814,944^2 + 1459,885^2}}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 405972,8} = 0,00538 \text{ мм}.$$

Пример 7. Рассчитать температуру смазочного материала в редукторе при установившемся режиме работы червячной передачи и хорошей циркуляции воздуха с параметрами $P_1 = 3$ кВт, $P_2 = 2,4$ кВт, температурой воздуха вне корпуса $t_b = 18^\circ \text{C}$, межосевое расстояние $a_w = 200$ мм.

1. Определяем площадь поверхности охлаждения корпуса

$$A = 20a_w^2 = 20 \cdot 0,2^2 = 0,8 \text{ м}^2.$$

2. Находим КПД передачи

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{2,4}{3} = 0,8.$$

3. Рассчитываем температуру масла (6.37) при коэффициенте теплоотдачи $k_T = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

$$t_M = t_B + \frac{P_1(1-\eta)}{k_TA} = 18^\circ + \frac{3 \cdot 10^3(1-0,8)}{15 \cdot 0,8} = 68^\circ\text{C}.$$

Пример 8. Рассчитать эквивалентные числа циклов нагружения N_{HE} и N_{FE} и коэффициенты долговечности K_{HL} и K_{FL} при нестационарном режиме нагружения, заданном ступенчатым графиком нагрузки, представленном на рис. 6.12, временем работы передачи $L_h = 5$ лет, годовом коэффициенте $k_{год} = 0,6$, суточном коэффициенте $k_{сут} = 0,4$ и частотой вращения червячного колеса $n_2 = 60 \text{ мин}^{-1}$.

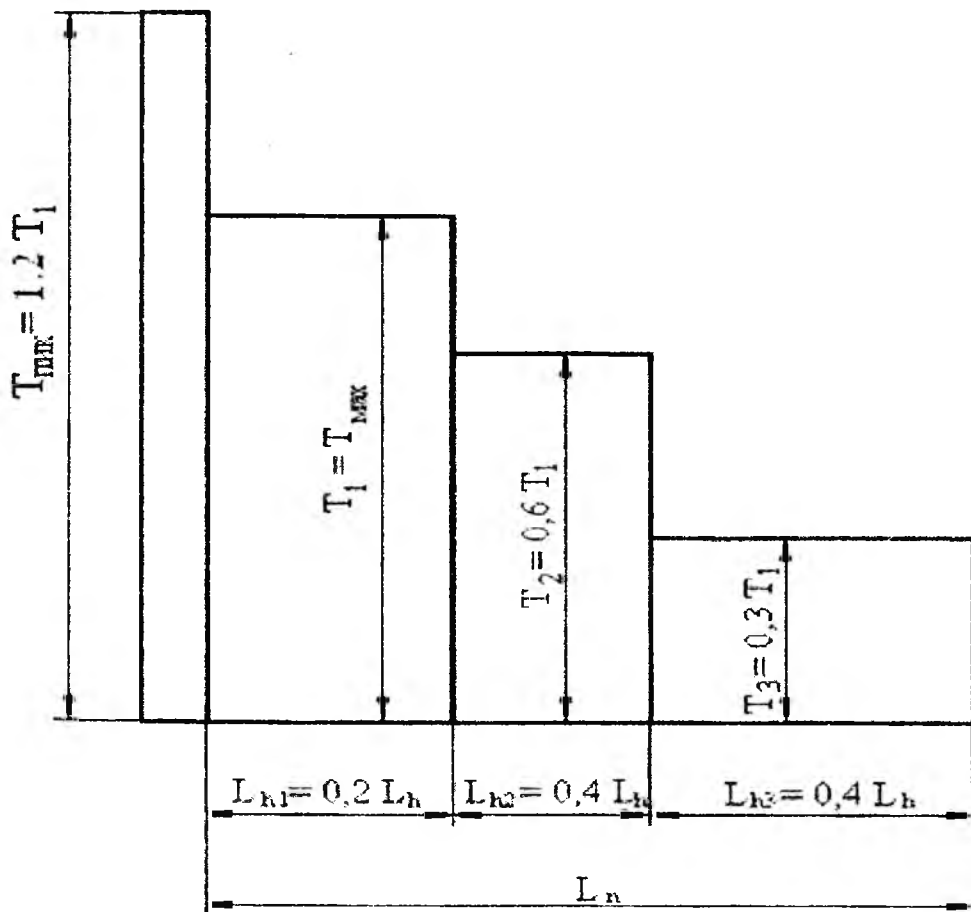


Рис. 6.12. График нагрузки

1. Требуемая долговечность привода в часах при переменной нагрузке

$$L_H = 365 L_h \cdot K_{\text{год}} \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}} = 365 \cdot 5 \cdot 0,6 \cdot 24 \cdot 0,4 = 10512 \text{ часов.}$$

2. Коэффициенты, учитывающие график нагружения при расчетах на контактную выносливость и усталость при изгибе

$$k_{HE} = \sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^4 \cdot \frac{L_{hi}}{L_h} \right] = [1^4 \cdot 0,2 + 0,6^4 \cdot 0,4 + 0,3^4 \cdot 0,4] = 0,255,$$

$$k_{FE} = \sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9 \cdot \frac{L_i}{L_h} \right] = [1^9 \cdot 0,2 + 0,6^9 \cdot 0,4 + 0,3^9 \cdot 0,4] = 0,204.$$

3. Эквивалентные числа циклов нагружения при расчетах на контактную выносливость N_{HE} и усталость при изгибе N_{FE}

$$N_{HE} = 60 \cdot n_2 \cdot L_H \cdot k_{HE} = 60 \cdot 60 \cdot 10512 \cdot 0,255 = 9,65 \cdot 10^6 \text{ циклов;}$$

$$N_{FE} = 60 \cdot n_2 \cdot L_H \cdot k_{FE} = 60 \cdot 60 \cdot 10512 \cdot 0,204 = 7,72 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

4. Коэффициенты долговечности при расчетах на контактную выносливость k_{HL} и усталость при изгибе k_{FL}

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{9,65 \cdot 10^6}} = 1,0045.$$

Условие $0,67 \leq K_{HL} \leq 1,15$ выполняется, поэтому принимаем $K_{HL} = 1,0045$.

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{7,72 \cdot 10^6}} = 0,797.$$

Условие $0,543 \leq K_{FL} \leq 1$ выполняется, поэтому принимаем $K_{FL} = 0,797$.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить геометрические параметры червячной передачи, если модуль $m = 5$ мм, коэффициент диаметра червяка $q = 10$, передаточное число $u = 50$.

Задача 2. Определить мощность, которую может передать червячный редуктор, если модуль $m = 6,3$ мм, число зубьев червячного колеса $Z_2 = 50$, окружная сила на колесе $F_{t2} = 4500$ Н, угловая скорость колеса $\omega_2 = 8,5$ с⁻¹.

Задача 3. Червячная передача должна иметь передаточное число $u = 16$. Какими будут число витков червяка Z_1 и число зубьев червячного колеса Z_2 ?

Задача 4. Определить число витков червяка Z_1 , если известно, что его частота вращения $n_1 = 1460$ мин⁻¹, а червячное колесо с числом зубьев $Z_2 = 40$ имеет частоту вращения $n_2 = 73$ мин⁻¹.

Задача 5. Какой угол подъема линии витка имеет одновитковый червяк, у которого коэффициент диаметра червяка $q = 12,5$?

Задача 6. Определить углы подъема для одно-, двух- и четырехвиткового червяка, если диаметр вершин витков $d_{a1} = 60$ мм и шаг $p = 15,7$ мм остаются неизменными.

Задача 7. Определить угловую скорость вала червячного колеса ω_2 , если червяк вращается с угловой скоростью $\omega_1 = 96$ с⁻¹. Червяк двухвитковый, число зубьев червячного колеса $Z_2 = 48$.

Задача 8. Найти скорость скольжения в червячном зацеплении, если $Z_1 = 2$, $m = 5$ мм, $q = 10$, $n_1 = 1450$ мин⁻¹.

Задача 9. Определить момент T_3 на валу червячного колеса тихоходной ступени двухступенчатого червячного редуктора, если момент на валу червяка быстроходной ступени $T_1 = 15$ Нм. КПД с учетом потерь в опорах и на перемешивание масла быстроходной ступени $\eta_1 = 0,75$, тихоходной — $\eta_2 = 0,8$. Передаточное число быстроходной передачи $u_1 = 32$, число зубьев колеса и витков червяка второй передачи $Z_2 = 40$, $Z_1 = 2$.

Задача 10. Определить размеры червяка и колеса червячной передачи со смещением с межосевым расстоянием $a_w = 180$ мм. Передаточное число передачи $u = 36$. По условиям прочности модуль должен быть не менее 8 мм, а коэффициент диаметра червяка $q = 8$. Червяк шлифованный, закаленный.

Задача 11. Определить усилия в червячном зацеплении, если мощность на валу червяка $P_1 = 4$ кВт, угловая скорость $\omega_1 = 50$ с⁻¹, модуль $m = 5$ мм, $q = 10$, червяк двухвитковый, число зубьев червячного колеса $Z_2 = 40$, приведенный угол трения $\rho = 2^\circ$.

Задача 12. Определить расстояние между опорами червяка, зная, что $[f] = 0,005m$, $T_1 = 20$ Нм, $T_2 = 400$ Нм, модуль $m = 6,3$ мм, $q = 10$, передаточное число $u = 40$.

Задача 13. Провести тепловой расчет червячного редуктора, если максимально допускаемая температура нагрева масла $[t_m] = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$, мощность на червяке $P_1 = 5\text{ кВт}$, КПД передачи $\eta = 0,85$, температура воздуха вне корпуса $t_b = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, хорошая циркуляция воздуха, делительные диаметры червяка и червячного колеса $d_1 = 63\text{ мм}$, $d_2 = 252\text{ мм}$.

Задача 14. Определить силы в червячном зацеплении и изобразить схему действия сил, если червяк имеет нижнее расположение, правый наклон витка и вращается против часовой стрелки. Передаваемая мощность $6,5\text{ кВт}$, частота вращения $n_1 = 2850\text{ мин}^{-1}$, $\eta = 0,8$, $d_1 = 64\text{ мм}$, $d_2 = 256\text{ мм}$, $x = 0$, $u = 31,5$.

Задача 15. Определить параметры червяка и червячного колеса, если $x = 0$, $m = 6\text{ мм}$, $q = 9$, $Z_2 = 32$, $Z_1 = 1$, $2\delta = 100^{\circ}$ (угол охвата червяка червячным колесом).

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В.И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 2001. – Т. 1. – 920 с.; Т. 2. – 900 с.; Т. 3. – 858 с.
2. Баханович, А.Г. Проектирование зубчато-ременных передач : учеб.-метод. пособие для студ. машиностр. спец-ти / А.Г. Баханович. – Минск : БНТУ, 2004. – 39 с.
3. Баханович, А.Г. Проектирование ременных передач / А.Г. Баханович. – Минск : БГТУ, 2004. – 58 с.
4. Детали машин : учебник для вузов / Л.А. Андриенко [и др.]; под ред. О.А. Ряховского. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 544 с.
5. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М. : Изд. центр «Академия», 2004. – 496 с.
6. Зубчатые передачи и трансмиссии в Беларуси: проектирование, технология, оценка свойств / В.Б. Альгин [и др.]; под общ. ред. В.Б. Альгина, В.Е. Старжинского. – Минск : Беларус. навука, 2017. – 406 с.
7. Крайнев, А.Ф. Словарь-справочник по механизмам / А.Ф. Крайнев. – М. : Машиностроение, 1981. – 438 с.
8. Кудрявцев, В.Н. Планетарные передачи / В.Н. Кудрявцев. – 2-е изд. – Л. : Машиностроение, 1966. – 308 с.
9. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – Минск : УП «Технопринт», 2005. – 290 с.
10. Курсовое проектирование деталей машин : справочное пособие: в 2 ч. / А.В. Кузьмин [и др.]. – Минск : Выш. школа, 1982. – Ч. 1. – 208 с.
11. Курсовое проектирование деталей машин : справ. пособие : в 2 ч. / А.В. Кузьмин [и др.]. – Минск : Выш. школа, 1982. – Ч. 2. – 333 с.
12. Николаенко, В.Л. Прикладная механика. Курсовое проектирование / В.Л. Николаенко [и др.]. – Минск : БНТУ, 2010. – 177 с.
13. Передачи зубчатым ремнем. Метод расчета : ОСТ 38-05227-81. – М. : НИИРП, 1981. – 23 с.
14. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность : ГОСТ 21354-87. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 128 с.
15. Планетарные передачи : справочник / под ред. В.Н. Кудрявцева, Ю.Н. Кирдяшева. – Л. : Машиностроение, 1977. – 536 с.
16. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Основные размеры и методы контроля : ГОСТ 1284.1-89. – М. : Изд-во стандартов, 1990. – 10 с.
17. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Технические условия : ГОСТ 1284.2-89. – М. : Изд-во стандартов, 1990. – 10 с.
18. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – 4-е изд. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.

19. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик. – Минск : Выш. школа, 2006. – 560 с.

20. Скойбеда, А.Т. Ременные передачи / А.Т. Скойбеда, А.Н. Никончук. – Минск : Навука і тэхніка, 1995. – 383 с.

21. Теория механизмов и машин. Терминология : учеб. пособие / Н.И. Левитский [и др.]; под. ред. К.В. Фролова. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 80 с.

22. Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач : учеб. пособие / под общ. ред. В.Е. Старжинского и М.М. Кане. – СПб. : Профессия, 2007. – 832 с.

23. Цветков, В.Д. Проектирование ременных передач : метод. указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Детали машин» для студентов всех форм обучения всех специальностей / В.Д. Цветков. – Брянск : БГТУ, 2001. – 76 с.

24. Чернавский, С.А. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие / С.А. Чернавский [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : ИНФРА-М, 2011. – 414 с.

Учебное издание

СКОЙБЕДА Анатолий Тихонович
ВАСИЛЕНОК Василий Дмитриевич
КАЛИНА Алла Александровна и др.

ДЕТАЛИ МАШИН

Учебно-методическое пособие
для студентов машиностроительных специальностей

В 3 частях

Часть 1

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Редактор *Т. В. Мейкшане*
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 04.04.2019. Формат 60×84 ¹/₈. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 24,88. Уч.-изд. л. 9,73. Тираж 100. Заказ 1053.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.