

Министерство образования и науки Украины
Донбасская государственная машиностроительная академия

Т. А. Кулик

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ДЕТАЛИ МАШИН

Учебное пособие

**(для самостоятельной работы студентов
машиностроительных и механических специальностей
всех форм обучения)**

Утверждено
на заседании ученого совета
Протокол № от

Краматорск 2009

УДК 621.81
ББК 34.44
К 90

Рецензенты:

Сивак И. А., профессор, зав. кафедрой технологии и автоматизации машиностроения, Винницкий технический университет;

Огородников В. А., зав. кафедрой сопротивления материалов и прикладной механики, Винницкий технический университет.

Даний навчальний посібник призначений для самостійної роботи студентів механічних і машинобудівних спеціальностей, що вивчають курс «Основи конструювання та деталі машин».

До посібника включені задачі з розрахунку з'єднань деталей, механічних передач, а також валів, осей, підшипників кочення і муфт. У кожному розділі наведені необхідні формули, приклади розрахунку та довідкові дані. Для можливості контролю студентом правильності розв'язання представлені відповіді до всіх задач.

Кулик, Т. А.

К 90 Основы конструирования и детали машин : учебное пособие / Т. А. Кулик. — Краматорск : ДГМА, 2009. — 192 с.
ISBN

Данное учебное пособие предназначено для самостоятельной работы студентов механических и машиностроительных специальностей, изучающих курс «Основы конструирования и детали машин».

В пособие включены задачи по расчетам соединений деталей, механических передач, а также валов, осей, подшипников качения и муфт. В каждом разделе представлены необходимые формулы, примеры расчета и справочные данные. Для возможности контроля студентом правильности решения в конце сборника даны ответы ко всем задачам.

ISBN

УДК 621.81
ББК 34.44

© Т. А. Кулик, 2009

© ДГМА, 2009

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	5
1.1 Критерии работоспособности. Расчет напряжений	5
1.2 Расчет допускаемых напряжений при статической нагрузке.....	15
1.3 Связь характеристик цикла с пределом выносливости	22
2 СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	25
2.1 Соединения сваркой	26
2.2 Резьбовые соединения.....	36
2.3 Шпоночные, шлицевые, штифтовые соединения	54
3 МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ	69
3.1 Общие характеристики передач.....	71
3.2 Основные параметры зацепления колес с эвольвентными зубьями.....	76
3.3 Передачи прямозубыми цилиндрическими колесами	79
3.4 Передачи косозубыми цилиндрическими колесами	90
3.5 Конические прямозубые передачи.....	101
3.6 Червячные передачи	110
3.7 Цепные передачи	121
3.8 Ременные передачи.....	127
4 ВАЛЫ, ПОДШИПНИКИ, МУФТЫ	138
4.1 Проверочный расчет вала на выносливость	140
4.2 Подшипники качения	157
4.3 Муфты.....	166
ЛИТЕРАТУРА.....	181
ПРИЛОЖЕНИЕ А. ОТВЕТЫ К ЗАДАЧАМ.....	182
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. ОРГАНИЗАЦИЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ (ДНЕВНОЕ ОТДЕЛЕНИЕ).....	187
ПРИЛОЖЕНИЕ В. ОРГАНИЗАЦИЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ (ЗАОЧНОЕ ОТДЕЛЕНИЕ).....	190

ВВЕДЕНИЕ

Изучение теоретической части курса «Основы конструирования и детали машин» непременно должно сопровождаться выполнением упражнений расчетного и отчасти конструктивного характера. То, что это весьма эффективная форма работы над курсом, позволяющая в полной мере овладеть теоретическим материалом, не вызывает сомнения. Однако ограниченное время на освоение предмета вынуждает преподавателей оставлять весьма малую часть аудиторного времени на решение задач и упражнений. Вот почему так важна самостоятельная работа студентов по выработке навыков расчета деталей машин.

Настоящий сборник составлен в соответствии с содержанием курса. Он содержит материалы по расчету основных типов деталей, рассматриваемых в рамках курса «Основы конструирования и детали машин», изучаемого студентами механических и машиностроительных специальностей. Каждая из глав сборника состоит из четырех параграфов: первый из них включает основные расчетные формулы, второй – примеры, помогающие усвоить методику расчетов, третий – справочные данные и, наконец, четвертый – задачи, предлагаемые для самостоятельного решения студентом.

Исходя из ограниченного объема курса, в сборник не были включены громоздкие и сложные задачи, требующие значительного времени для развернутого решения.

Большая часть задач содержит в условии все нужные для решения данные. Для части задач студент должен самостоятельно дополнить условие с помощью справочных таблиц. При этом следует отметить, что данные справочного характера сообщаются в объеме, необходимом лишь для решения представленных задач.

Представленные примеры решения строго следуют схеме (приведена ниже), придерживаться которой следует, по возможности, и при самостоятельном решении.



Все представленные в сборнике задачи снабжены ответами для возможности контроля правильности решения.

1 ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Принятые обозначения

Величина	Обозначение
1	2
Нормальные напряжение, МПа:	σ
- растяжения	σ_p
- сжатия	$\sigma_{сж}$
- изгиба	σ_u
- контактное	σ_H
- амплитудное	σ_a
- среднее	σ_m
- циклическое	σ_r
- при симметричном цикле изменения	σ_{-1}
- при пульсирующем цикле изменения	σ_0
- допускаемое значение	$[\sigma]$
Касательные напряжения, МПа:	τ
- кручения	$\tau_{кр}$
- среза	$\tau_{ср}$
- амплитудное	τ_a
- среднее	τ_m
- циклическое	τ_r
- при симметричном цикле изменения	τ_{-1}
- при пульсирующем цикле изменения	τ_0
- допускаемое значение	$[\tau]$
Предел прочности, МПа:	
- по нормальным напряжениям	σ_B
- по касательным напряжениям	τ_B
Предел текучести, МПа:	
- по нормальным напряжениям	σ_T
- по касательным напряжениям	τ_T
Запас прочности:	S
- по нормальным напряжениям	S_σ
- по касательным напряжениям	S_τ
- допускаемый	$[S]$

1	2
Коэффициент асимметрии цикла	r
Коэффициент, характеризующий чувствительность материала цикла к асимметрии цикла:	
- по нормальным напряжениям	ψ_{σ}
- по касательным напряжениям	ψ_{τ}
Сила, Н	F
Сила нормального давления, Н	F_n
Момент изгибающий, Н·м	M_u
Момент крутящий, Н·м	T
Площадь, мм ²	A
Момент сопротивления, мм ³	
- осевой	W_o
- при кручении	W_K
Распределенная нагрузка, Н/мм	q
Радиус кривизны, мм	ρ
Модуль упругости материала 1-го рода	E
Коэффициент Пуассона	μ

1.1 Критерии работоспособности. Расчет напряжений

Основным критерием работоспособности является прочность. В общем виде условие прочности записывают такими соотношениями:

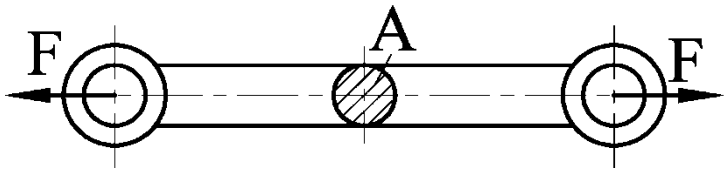
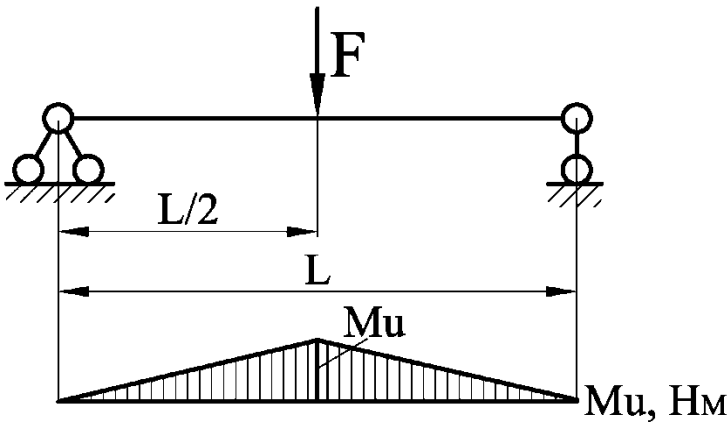
$$\sigma \leq [\sigma] \text{ или } \tau \leq [\tau]. \quad (1.1)$$

Расчетные напряжения определяют в зависимости от вида деформации в опасном сечении детали. Условия прочности для простых видов деформации (рис. 1.1–1.10) приведены в табл. 1.1.

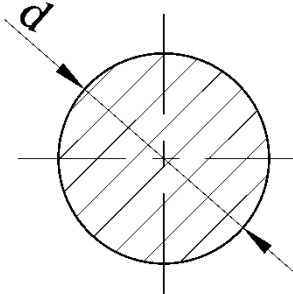
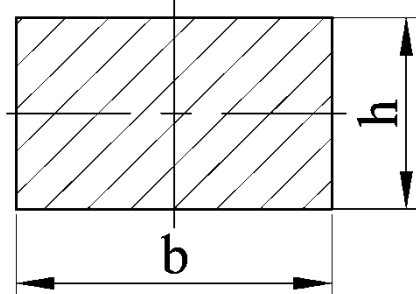
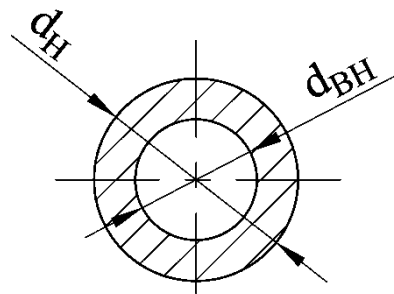
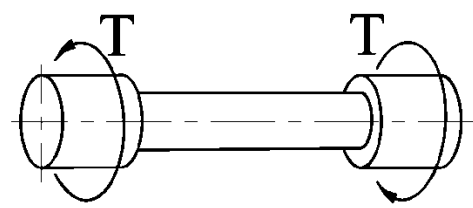
1.1.1 Пример расчета

Устройство для измерения нагружающего момента в лабораторной установке представляет собой пластину из пружинной стали ($b \times h = 20 \times 2,5$ мм). Нагрузка на пластину прикладывается на расстоянии $L = 60$ мм от места крепления пластины к стойке. Прогиб пластины под нагрузкой измеряется индикатором. Рассчитайте максимальные напряжения в пластине, если к пластине приложена сила $F = 45$ Н.

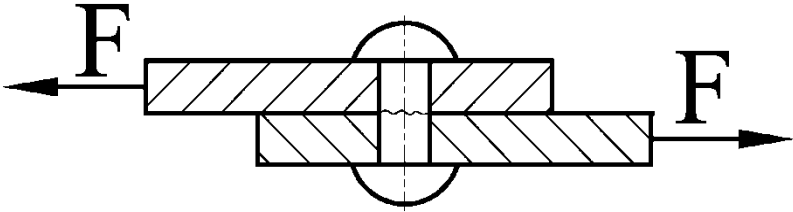
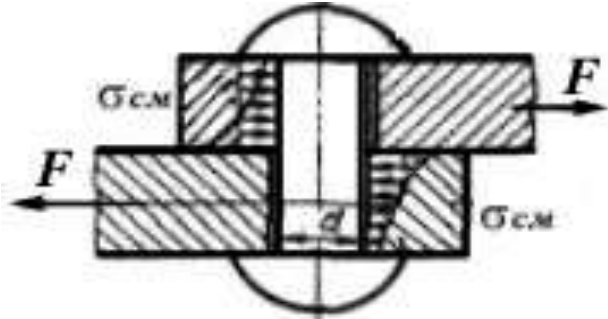
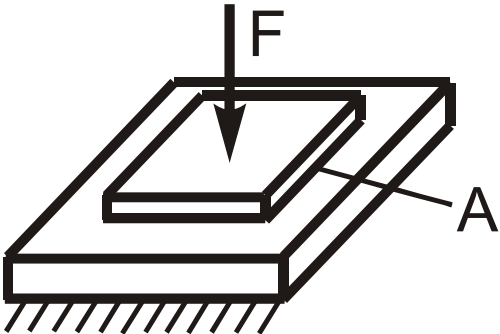
Таблица 1.1 — Условия прочности для простых видов деформации

Расчетная схема	Расчетное условие
1	2
ОСЕВОЕ РАСТЯЖЕНИЕ-СЖАТИЕ	
 Рисунок 1.1	$\sigma_{p(сж)} = F/A \leq [\sigma]_{p(сж)}$
ИЗГИБ	
 Рисунок 1.2	$\sigma_u = M_u / W_o \leq [\sigma]_u$

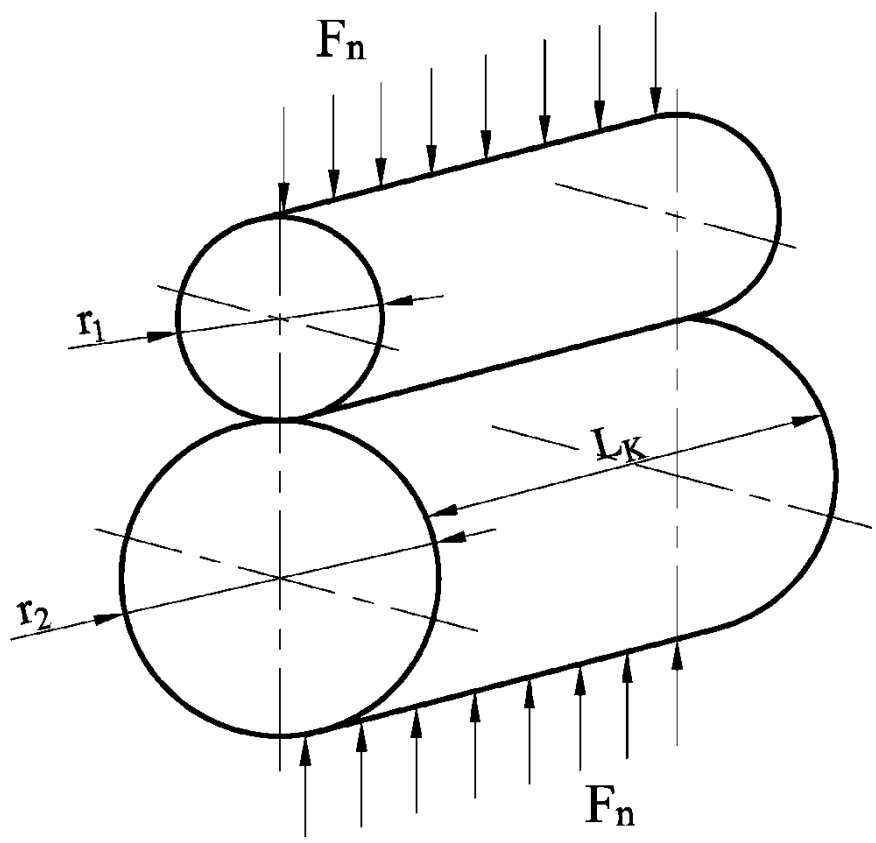
Продолжение таблицы 1.1

1		2
 Рисунок 1.3	 Рисунок 1.4	 Рисунок 1.5
$W_o = \frac{\pi d^3}{32}$	$W_o = \frac{bh^2}{6}$	$W_o = \frac{\pi d_H^3}{32} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_{BH}}{d_H} \right)^4 \right)$
КРУЧЕНИЕ		
 Рисунок 1.6	$\tau_{кр} = T/W_K \leq [\tau]_{кр}$	
$W_K = \frac{\pi d^3}{16}$	$W_K = \alpha b h^2,$ где α – коэффициент, зависящий от соотношения сторон b/h.	$W_K = \frac{\pi d_H^3}{16} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_{BH}}{d_H} \right)^4 \right)$

Продолжение таблицы 1.1

1	2
СРЕЗ (СДВИГ)	
 Рисунок 1.7	$\tau_{cp} = F / A \cdot z \cdot i \leq [\tau]_{cp},$ где z — количество срезаемых деталей; i — количество поверхностей среза.
СМЯТИЕ (расчет проводится в том случае, когда площадь контакта сопоставима с размерами контактирующих тел)	
$\sigma_{см} = F / A \leq [\sigma_{см}]$	
 Рисунок 1.8	 Рисунок 1.9
$A = d \cdot \delta_{min}$	$A = a \cdot b$

Продолжение таблицы 1.1

1	2
КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ (расчет проводится для случая, когда площадь контакта значительно меньше размеров деталей)	
 Рисунок 1.10	$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{np}} \cdot \frac{E_1 E_2}{\pi [E_1 (1 - \mu_2^2) + E_2 (1 - \mu_1^2)]}} \leq [\sigma]_H,$ где $q = F_n / L_K$; L_K — длина контактной линии, мм; $\rho_{np} = \frac{r_1 r_2}{r_2 \pm r_1}$ — знак "+" для внешнего контакта; знак "—" для внутреннего.

Решение

Построим расчетную схему (РС) (рис. 1.11).

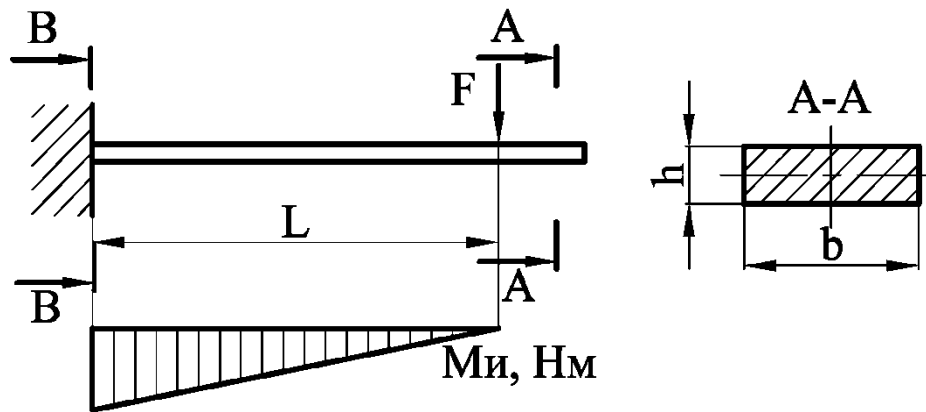


Рисунок 1.11 – Расчетная схема

Критерий работоспособности устройства (КР): прочность пластины на изгиб.

При расчете детали на изгиб расчетное неравенство (РН) запишем в виде:

$$\sigma_u \leq [\sigma]_u,$$

где $\sigma_u = \frac{M_u}{W_o}$ — напряжения изгиба, возникающие в теле пластины

под действием изгибающего момента;

$M_u = F \cdot L$ — изгибающий момент в опасном сечении $B-B$ (см. расчетную схему);

$W_o = \frac{bh^2}{6}$ — осевой момент сопротивления прямоугольного сече-

ния детали.

Таким образом, расчетное неравенство (РН) будет иметь вид:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_o} = \frac{F \cdot L \cdot 6}{b \cdot h^2} \leq [\sigma]_u,$$

а расчетная формула (РФ) соответственно:

$$\sigma_u = \frac{F \cdot L \cdot 6}{b \cdot h^2}.$$

Подставив числовые значения в расчетное уравнение (РУ), получим:

$$\sigma_u = \frac{45 \cdot 60 \cdot 6}{20 \cdot 2,5^2} = 129,6 \text{ МПа.}$$

Ответ: $\sigma_u = 129,6 \text{ МПа.}$

1.1.2 Задачи для самостоятельного решения

Задача 1.1

Крышка моторного цилиндра крепится к корпусу четырьмя болтами с внутренним диаметром резьбы («живого» сечения) $d_1 = 4,918 \text{ мм}$. Рабочий диаметр цилиндра $D = 80 \text{ мм}$. В цилиндре развивается давление $p = 3 \text{ МПа}$. Рассчитайте максимальные напряжения в теле болтами, вызванные давлением в цилиндре (рис. 1.12).

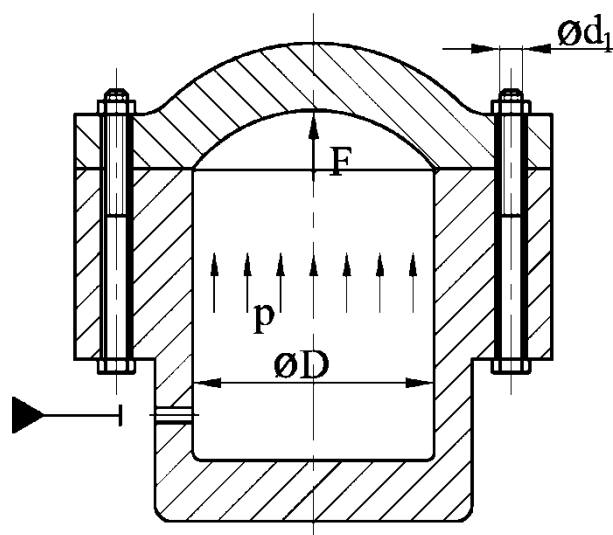


Рисунок 1.12

Задача 1.2

Рабочий диаметр гидроцилиндра $D = 60 \text{ мм}$. В цилиндре перемещается поршень, шток которого имеет диаметр $d = 25 \text{ мм}$. Рабочее давление в гидроцилиндре $p = 20 \text{ МПа}$ (рис. 1.13). Рассчитайте напряжения в теле штока.

Задача 1.3

Чугунный цилиндрический каток вагонетки катится по плоскому стальному рельсу. Диаметр катка $d_{\text{к}} = 200 \text{ мм}$, ширина рельса $b = 40 \text{ мм}$, нагрузка на каток $F_n = 6 \text{ кН}$ (рис. 1.14). Рассчитайте максимальные

напряжения в зоне контакта катка с рельсом. При расчете принять продольный модуль упругости стали: $2,15 \cdot 10^5$ МПа, чугуна: $1,5 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона: 0,25.

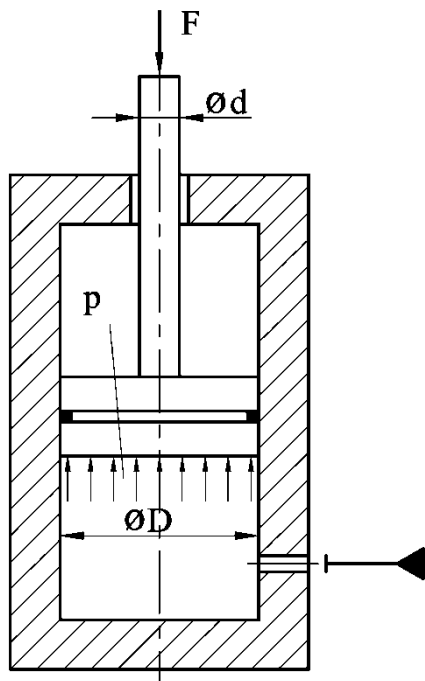


Рисунок 1.13

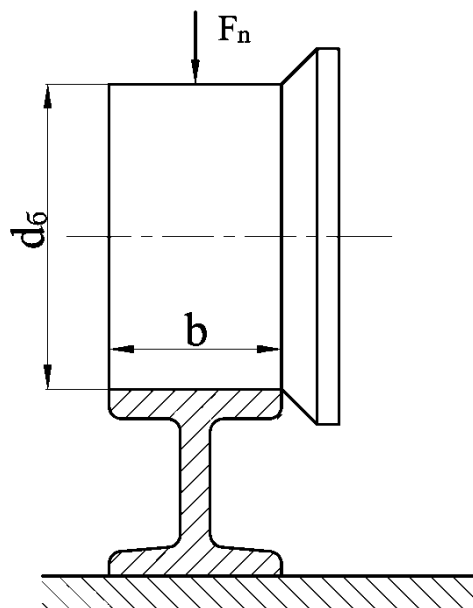


Рисунок 1.14

Задача 1.4

Вентилятор воздухоудовки имеет $n = 12$ лопастей, закрепленных в кольце со средним диаметром $D_{cp} = 350$ мм. Сила сопротивления воздушной массы на каждой лопасти составляет $F = 80$ Н. Диаметр вала вентилятора $d = 30$ мм. Рассчитайте напряжения в теле вала.

Задача 1.5

Цилиндрический штифт диаметром $d_{ш} = 12$ мм крепит в проушине тягу, на которую действует сила $F = 4$ кН, как показано на эскизе (рис. 1.15). Рассчитайте напряжения в пальце.

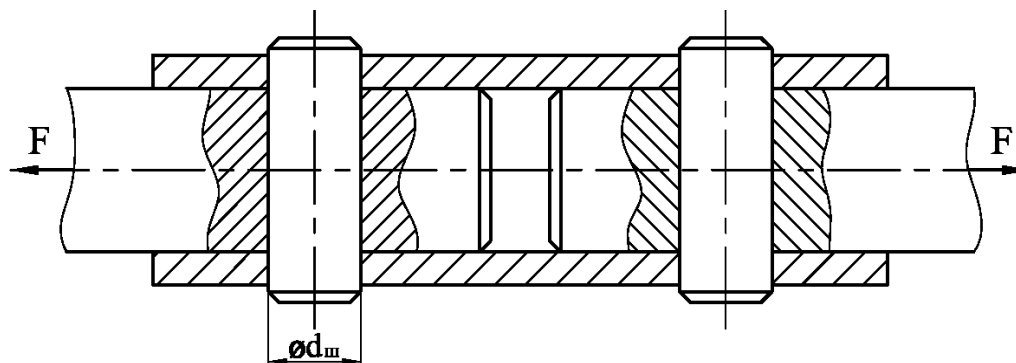


Рисунок 1.15

Задача 1.6

При закручивании болта М8 с внутренним диаметром резьбы 6,647 мм ключом длиной $L = 100$ мм прикладывается сила $F = 60$ Н (рис. 1.16). Рассчитать напряжения в опасном сечении болта.

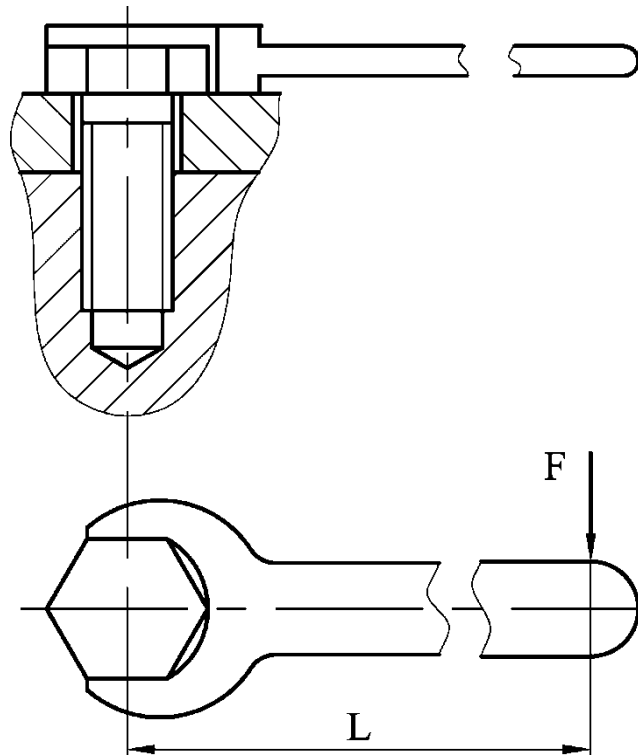


Рисунок 1.16

Задача 1.7

Опорная часть струбины имеет кольцевую форму с диаметрами $d_H = 25$ мм и $d_{BH} = 15$ мм. Сила сжатия опорных поверхностей $F = 6$ кН (рис. 1.17). Рассчитать напряжения на поверхностях опорных частей.

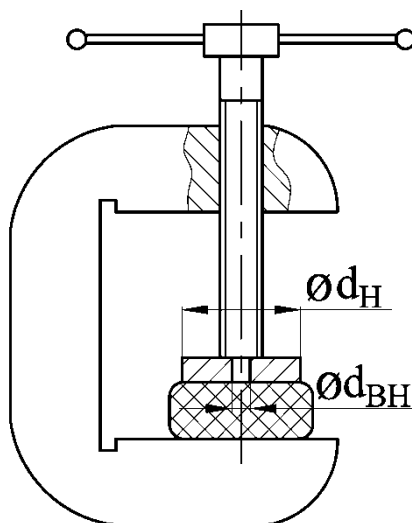


Рисунок 1.17

Задача 1.8

Рабочий перемещает заготовку весом $G = 1100 \text{ Н}$ стальным крюком с диаметром стержня $d = 6 \text{ мм}$ по горизонтальному склизу. Угол наклона стержня крюка $\alpha = 60^\circ$. Принять коэффициент трения скольжения заготовки по склизу $f = 0,15$ и рассчитать напряжения в теле стержня (рис. 1.18).

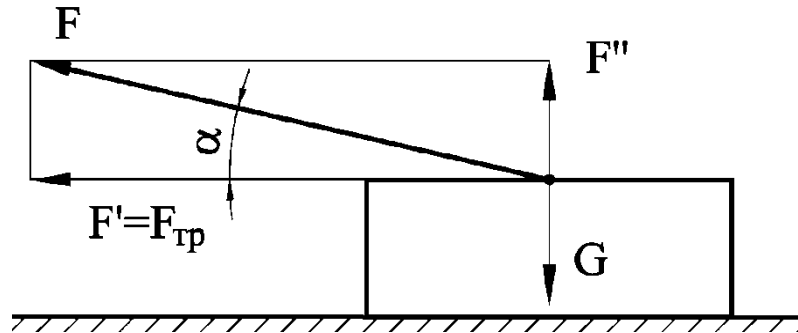


Рисунок 1.18

1.2 Расчет допускаемых напряжений при статической нагрузке

Структурная формула для расчетов допускаемых напряжений имеет вид:

$$\text{Допускаемые напряжения} = \frac{\text{Предельные напряжения}}{\text{Запас прочности}};$$

или в символах:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{S_\sigma}; \quad [\tau] = \frac{\tau_{пред}}{S_\tau},$$

где $\sigma_{пред}$, $\tau_{пред}$ — предельные нормальное и касательное напряжения, при которых деталь из соответствующего материала выходит из строя.

При статическом нагружении деталей из *пластичных* материалов в качестве предельных напряжений выбирают предел текучести материала — σ_T , τ_T . Предел текучести при изгибе, кручении и срезе отличается от предела текучести при растяжении, значения которого приведены в справочных данных. Для всех сталей:

$$\sigma_{T_{изг}} \cong 1,2 \sigma_T;$$

$$\tau_{T_{кр}} = (0,6...0,8) \sigma_T; \tau_{T_{ср}} = (0,5...0,6) \sigma_T. \quad (1.2)$$

В качестве предельных напряжений при статическом нагружении деталей из *хрупких* материалов выбирают предел прочности — σ_B, τ_B .

У хрупких материалов пределы прочности при растяжении и изгибе могут существенно различаться. Приблизительно для качественных чугунов (модифицированные, серые высоких марок) предел прочности при изгибе (МПа) можно рассчитать по следующей формуле:

$$\sigma_{B_{изг}} \cong 1,65(HB - 40), \quad (1.3)$$

где HB — твердость по Бринеллю.

1.2.1 Пример расчета

Зубчатое колесо закреплено посередине неподвижной оси. Нагрузка на колесо $F = 500$ Н, длина оси $L = 40$ мм, материал оси — сталь 20. Рассчитать диаметр оси.

Рекомендации: при расчете $[\sigma]_{изг}$ коэффициент запаса прочности $S = 2$; для стали 20 $\sigma_T = 321$ МПа; $\sigma_{T_{изг}} = 1,2 \sigma_T$.

Решение

Построим расчетную схему (РС) (рис. 1.19).

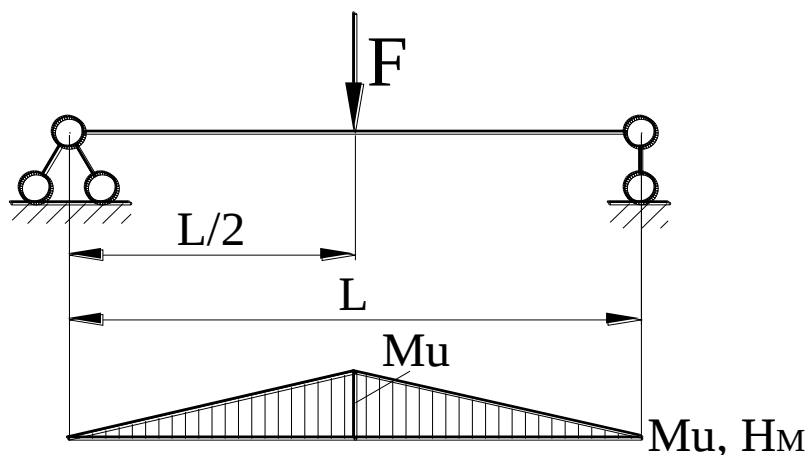


Рисунок 1.19

Критерий работоспособности конструкции (КР): прочность оси на изгиб.

При расчете детали на изгиб расчетное неравенство (РН) запишем в виде:

$$\sigma_u \leq [\sigma]_u,$$

$\sigma_u = \frac{M_u}{W_o}$ — напряжения изгиба, возникающие в теле пластины под действием изгибающего момента; $M_u = F/2 \cdot L/2$ — изгибающий момент в опасном сечении; $W_o = \pi d^3/32$ — осевой момент сопротивления круглого сечения оси.	$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{T u}}{S}$ — допускаемые напряжения изгиба для материала оси; $\sigma_{T изг} = 1,2\sigma_T$ — критическое напряжение изгиба.
--	---

Таким образом, расчетное уравнение (РУ) будет иметь вид:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_o} = \frac{F \cdot L \cdot 32}{2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot d^3}; \quad [\sigma]_u = \frac{\sigma_{T изг}}{S} = \frac{1,2 \cdot \sigma_T}{S};$$

$$\frac{F \cdot L \cdot 32}{4 \cdot \pi \cdot d^3} \leq \frac{1,2 \cdot \sigma_T}{S}.$$

А расчетную формулу (РФ) для определения диаметра оси выразим в виде:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{F \cdot L \cdot 32 \cdot S}{4 \cdot \pi \cdot 1,2 \cdot \sigma_T}}.$$

Подставив числовые значения в расчетную формулу (РФ), получим:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{500 \cdot 40 \cdot 32 \cdot 2}{4 \cdot 3,14 \cdot 1,2 \cdot 321}} = 6,41 \text{ мм.}$$

Ответ: из ряда номинальных линейных размеров принимаем диаметр оси 6,7 мм.

1.2.2 Задачи для самостоятельного решения

Задача 1.9

Определить из условия прочности минимальный диаметр валика 2 механизма управления кулачковой сцепной муфты 3 (рис. 1.20), если известна сила $F = 220$ Н, действующая на плече $l = 160$ мм. Валик изготовлен из стали 45 ($\sigma_T = 321$ МПа). Коэффициент безопасности принять равным $S = 1,5$. Нагружение деталей считать статическим. Принять $\tau_{T\text{ кр}} \cong 0,6\sigma_T$.

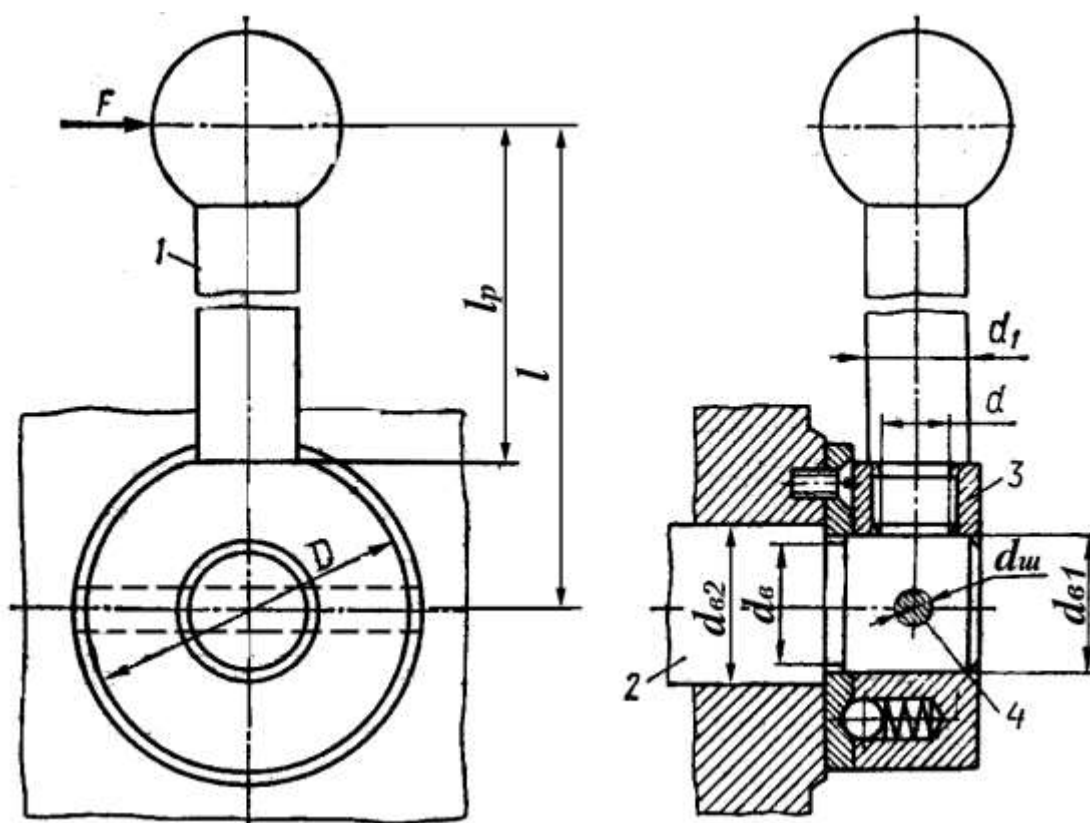


Рисунок 1.20

Задача 1.10

Определить из условия прочности минимальный диаметр штифта 4 механизма управления кулачковой сцепной муфты 3 (см. рис. 1.20), если известна сила $F = 220$ Н, действующая на плече $l = 160$ мм. Диаметр валика в месте установки штифта рассчитать по формуле $d_{с1} = d_с + 2$ мм ($d_с = 12$ мм). Штифт изготовлен из термообработанной стали 50 ($\sigma_T = 620$ МПа). Коэффициент безопасности принять равным $S = 1,5$. Нагружение считать статическим. Принять $\tau_{T\text{ ср}} \cong 0,6\sigma_T$.

Задача 1.11

Определить из условия прочности минимальный диаметр стержня 1 ручки механизма управления кулачковой сцепной муфты 3 (см. рис. 1.20), если известна сила $F = 220$ Н, действующая на плече $l = 160$ мм. Конструктивно принять размер l_p равным $(l - 30)$ мм. Ручка управления изготовлена из стали 45 ($\sigma_T = 321$ МПа). Коэффициент запаса прочности принять равным 2. Нагружение деталей считать статическим. Принять $\sigma_{Tu} \cong 1,2\sigma_T$.

Задача 1.12

Болт диаметром $d = 20$ мм (диаметр «живого» сечения $d_1 = 18,376$ мм), работающий на растяжение (рис. 1.21), опирается головкой на лист. Определить диаметр головки D и высоту ее t , если допускаемые растягивающие напряжения в соединении болта — 100 МПа, допускаемые напряжения смятия по площади опирания головки — 40 МПа и допускаемые напряжения среза головки болта — 50 МПа.

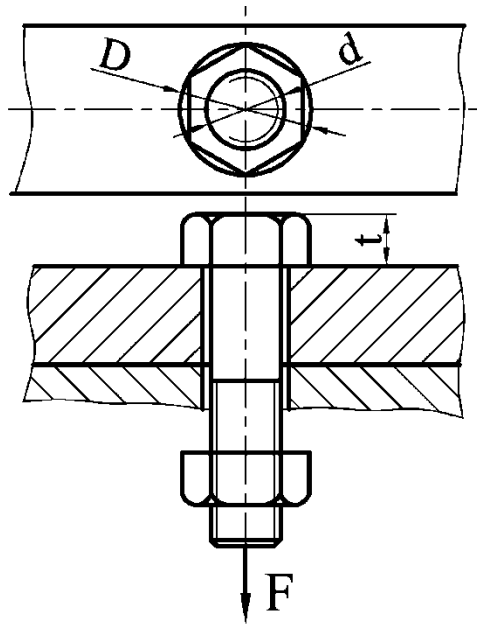


Рисунок 1.21

Задача 1.13

Колесо ручной тележки закреплено посередине неподвижной оси. Нагрузка на колесо $F = 500$ Н, длина оси $L = 40$ мм, материал оси — сталь 20. Рассчитать диаметр оси. Рекомендации: при расчете $[\sigma]_u$ коэффициент запаса прочности $S = 2$; для стали 20 $\sigma_T = 321$ МПа; $\sigma_{Tu} = 1,2\sigma_T$.

Задача 1.14

Две тяги соединены штифтами, как показано на эскизе (рис. 1.22), и нагружаются силой $F = 2000$ Н. Материал штифта — сталь Ст 5. Рассчитать и назначить диаметр штифта. Рекомендации для стали Ст 5: $\sigma_T = 280$ МПа; $\tau_{T\text{ср}} \approx 0,5\sigma_T$; $S = 1,8$.

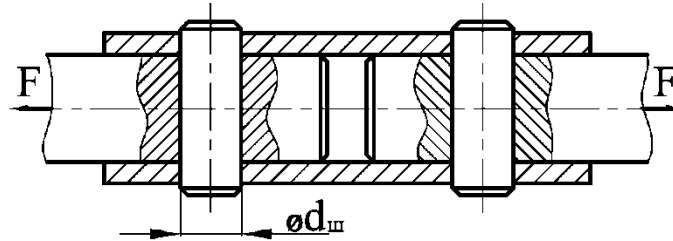


Рисунок 1.22

Задача 1.15

Тяга круглого сечения из стали 40Х диаметром $d = 20$ мм воспринимает продольную силу. Рассчитать максимальную величину продольной силы, нагружающей тягу. Рекомендации: при расчете $[\sigma]_p$ принять $S = 2$; для стали 40Х $\sigma_T = 500$ МПа.

Задача 1.16

Вал диаметром $d = 10$ мм из стали 40Х нагружается крутящим моментом. Рассчитать максимально допускаемую величину крутящего момента. Рекомендации: $\tau_{T\text{кр}} \approx 0,7\sigma_T$. При расчетах $[\tau]_{\text{кр}}$ принять $S = 2,4$; для стали 40Х $\sigma_T = 500$ МПа.

Задача 1.17

На тягу из стали 40Х диаметром $d = 10$ мм действует сила $F = 20$ кН. Проверить прочность тяги. Рекомендации: при расчетах $[\sigma]_p$ принять $S = 2,2$. Для стали 40Х $\sigma_T = 500$ МПа.

Задача 1.18

Два стальных цилиндрических катка фрикционной передачи радиусами $r_1 = 50$ мм и $r_2 = 100$ мм прижимаются один к другому силой $F_n = 10$ кН (рис. 1.23). Принять допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_n = 400$ МПа и рассчитать ширину катков.

Рекомендации: $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$;

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_1 E_2}{\pi \left[E_1 (1 - \mu_2^2) + E_2 (1 - \mu_1^2) \right]}} = 275 \text{ МПа}^{1/2}.$$

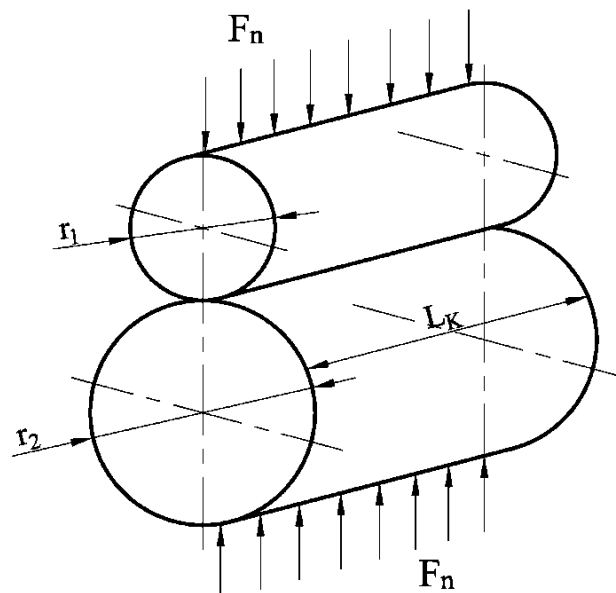


Рисунок 1.23

Задача 1.19

Два стальных цилиндрических катка фрикционной передачи радиусами $r_1 = 50$ мм и $r_2 = 100$ мм прижимаются один к другому силой F_n (см. рис. 1.23). Ширина катков $L_k = 30$ мм. Принять допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H = 600$ МПа и рассчитать максимально допускаемую силу сжатия катков F_n . Характеристики материала катков: см. условие задачи 1.18.

Задача 1.20

К трубе строительной площадки (рис. 1.24) с размерами: наружный диаметр $d_H = 100$ мм, внутренний $d_{вн} = 60$ мм консольно на плече $l = 1000$ мм подвешен груз весом $G = 10$ кН. Оценить прочность трубы, если материал трубы — Сталь 45 ($\sigma_T = 340$ МПа). Нагружение считать статическим. Коэффициент безопасности $S = 2$.

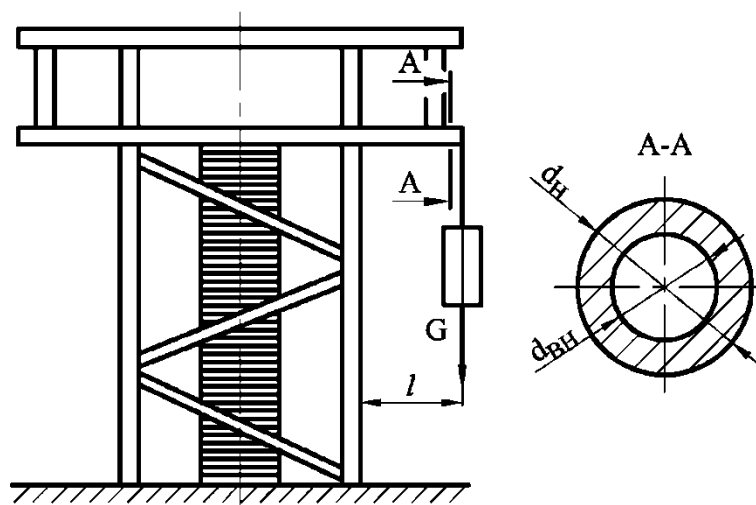


Рисунок 1.24

1.3 Связь характеристик цикла с пределом выносливости

Любой цикл характеризуется следующими величинами (рис. 1.25):

максимальные напряжения цикла $\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a$;

минимальные напряжения цикла $\sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a$;

средние напряжения $\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2$;

амплитудные напряжения $\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2$;

коэффициент асимметрии цикла $r = \sigma_{min}/\sigma_{max}$.

Из написанных зависимостей следует:

$$\sigma_a = 0,5\sigma_{max}(1-r); \quad \sigma_m = 0,5\sigma_{max}(1+r).$$

Из всех возможных циклов выделяются следующие характерные циклы:

симметричный:

$$\sigma_{min} = -\sigma_{max}, \quad r = -1, \quad \sigma_m = 0, \quad \sigma_a = \sigma_{max}, \quad \sigma_r = \sigma_{-1};$$

отнулевой (пульсирующий):

$$\sigma_a = \sigma_m = \sigma_{max}/2, \quad \sigma_{min} = 0, \quad r = 0, \quad \sigma_r = \sigma_0.$$

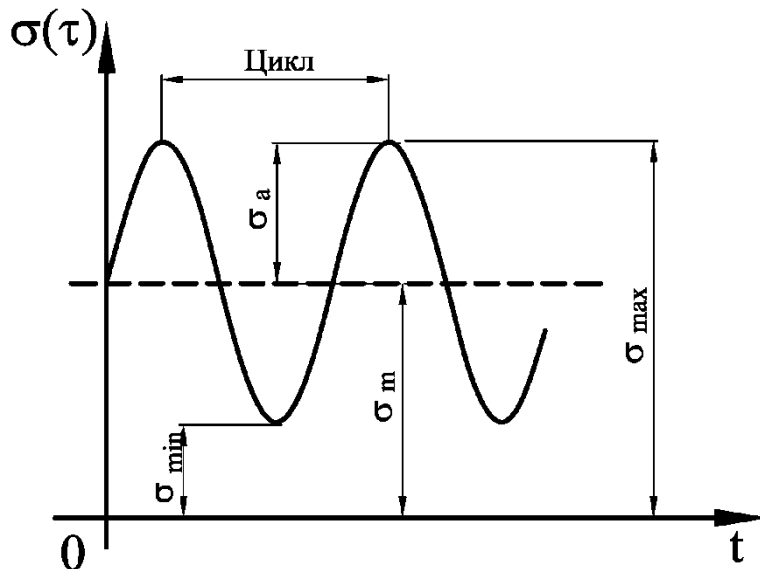


Рисунок 1.25

Для циклов с любым заранее заданным коэффициентом асимметрии r приближенные (заниженные) значения σ_r могут быть рассчитаны по следующим формулам:

$$\sigma_r = \left(1 + \frac{1+r}{1-r}\right) \frac{\sigma_{-1}\sigma_T}{\sigma_T + \sigma_{-1}((1+r)/(1-r))}; \quad (1.4)$$

и для знакопостоянных циклов, у которых $\sigma_r \cong \sigma_T$:

$$\sigma_r = \left(1 + \frac{1+r}{1-r}\right) \frac{\sigma_{-1}}{1 + \psi_\sigma((1+r)/(1-r))}. \quad (1.5)$$

Суммарный поправочный коэффициент $k_{\sigma D}$ объединяет следующие коэффициенты:

$$k_{\sigma D} = \frac{(k_\sigma/k_{d\sigma}) + k_F - 1}{k_V}, \quad (1.6)$$

где $k_{d\sigma}$ — коэффициент, учитывающий общую тенденцию снижения предела выносливости с увеличением размера детали;

k_σ — коэффициент концентрации, учитывающий влияние концентрации напряжений на предел выносливости детали;

k_F — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности детали на предел выносливости;

k_V — коэффициент, учитывающий влияние состояния поверхностного слоя на предел выносливости.

Предел выносливости детали с учетом поправочных коэффициентов:

$$\sigma_{r\partial em} = \frac{1}{2} \sigma_r \left[(1-r) \frac{1}{k_{\sigma D}} + (1+r) \right]. \quad (1.7)$$

Допускаемые напряжения:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{r\partial em}}{S_\sigma} \quad (1.8)$$

Причем запас прочности для симметричного цикла нагружения можно определить как:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (1.9)$$

Формулы для расчета допускаемых касательных напряжений $[\tau]$ аналогичны.

При сложном напряженном состоянии запас прочности определяется по формуле:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (1.10)$$

1.3.1 Задачи для самостоятельного решения

Задача 1.22

Крышка гидроцилиндра крепится к корпусу болтами с внутренним диаметром резьбы (диаметром «живого сечения») $d_1 = 4,918$ мм. Затяжка болта создает в его теле осевую силу $F_a = 1520$ Н. Рабочий диаметр цилиндра $D = 60$ мм. Давление в цилиндре колеблется от $p_0 = 0$ МПа до $p = 2$ МПа (см. рис. 1.12). Определить характеристики цикла перемены напряжений в теле болта.

Задача 1.23

В опасном сечении вала косозубого цилиндрического редуктора, выполненного из стали 45 нормализованной, действуют изменяющиеся по симметричному циклу напряжения изгиба $\sigma_u = 85$ МПа и не изменяющиеся во времени (статические) напряжения растяжения $\sigma_p = 45$ МПа. Пределы выносливости материала: при симметричном цикле перемены напряжений — 270 МПа и при отнулевом цикле перемены нормальных напряжений — 432 МПа. Рассчитайте предел выносливости материала при указанных выше условиях.

Задача 1.24

На вращающуюся ось диаметром $d = 18$ мм действуют силы: радиальная $F_r = 400$ Н и осевая $F_a = 320$ Н, приложенные посередине оси между опорами. Расстояние между опорами $l = 200$ мм. Определите характеристики цикла перемены напряжений в срединном (опасном) сечении оси.

2 СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Принятые обозначения

Величина	Обозначение
1	2
<i>Сварные соединения</i>	
Длина шва, мм:	l
- лобового	l_l
- флангового	l_ϕ
- прорезного	l_{np}
Катет шва, мм	K
Расчетная высота шва, мм	β_K
<i>Резьбовые соединения</i>	
Диаметр резьбы болта(гайки), мм	
- наружный	$d (D)$
- средний	$d_2 (D_2)$
- внутренний	$d_1 (D_1)$
Ход резьбы, мм	t
Шаг резьбы, мм	p
Число заходов	n
Угол подъема развертки витка, град	γ
Угол профиля, град	α
Рабочая высота профиля, мм	h
Высота гайки, мм	H
Приведенный коэффициент трения в резьбе	f'
Угол трения, град	ρ
Коэффициент полезного действия:	η
- при прямом движении	η_{np}
- при обратном движении	$\eta_{обр}$
Сила, Н:	
- осевая	F
- окружная	F_t
- поперечная	F_Σ
- затяжки	$F_{зам}$
Напряжения эквивалентные, МПа	σ_E
Коэффициент затяжки	$K_{зам}$
Коэффициент податливости стыка	χ

1	2
<i>Шпоночные, шлицевые и штифтовые соединения</i>	
Диаметр шлица, мм:	
- наружный	D
- внутренний	d
Число шлицев	z
Ширина шлица, мм	b
Высота шлица, мм	h
Модуль эвольвентного шлицевого соединения, мм	m
Рабочая длина, мм	l_p
Диаметр вала, мм	d
Высота шпонки, мм	h
Ширина шпонки, мм	b
Глубина паза, мм	
- в валу	t_1
- в ступице	t_2
Диаметр штифта, мм	$d_{ш}$

2.1 Соединения сваркой

Основные виды сварных соединений (рис. 2.1–2.12) и расчетные формулы сведены в таблицу 2.1.

Для соединений с лобовыми или фланговыми швами:

$$l_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n l_i, \quad (2.1)$$

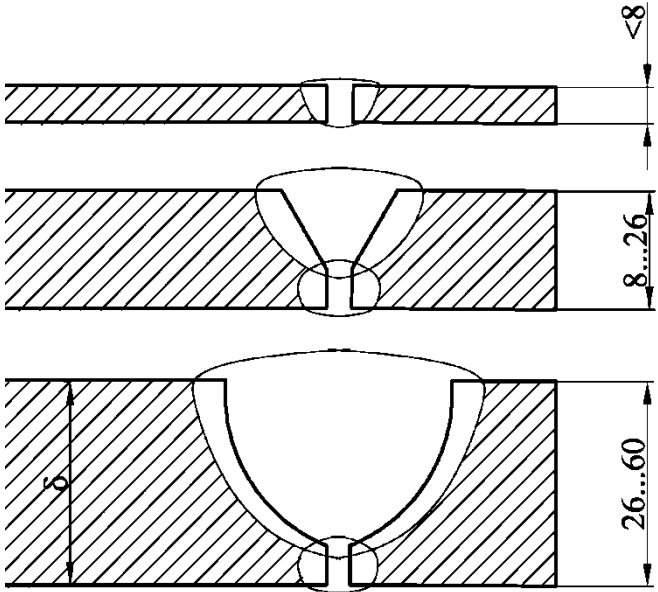
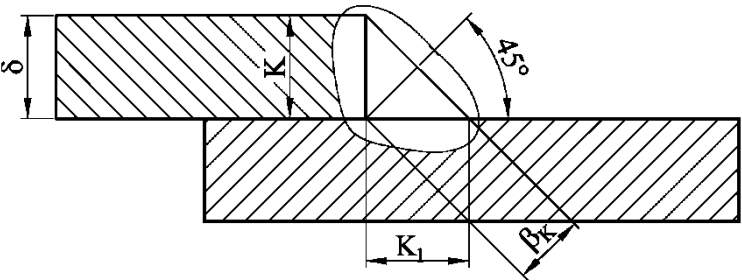
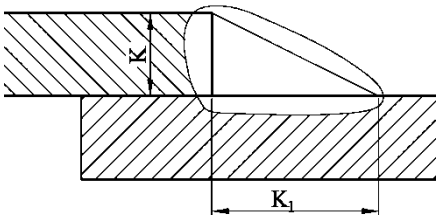
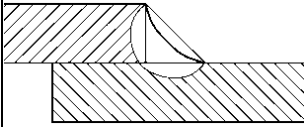
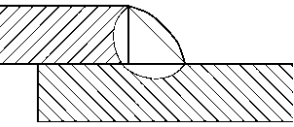
где l_i — длина фланговых или лобовых швов;

Для соединений с комбинированными швами:

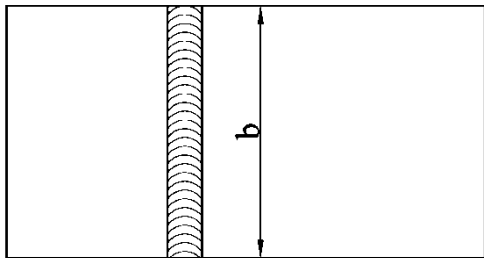
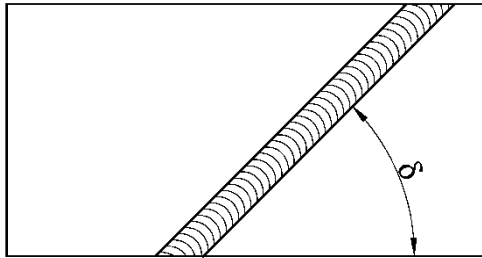
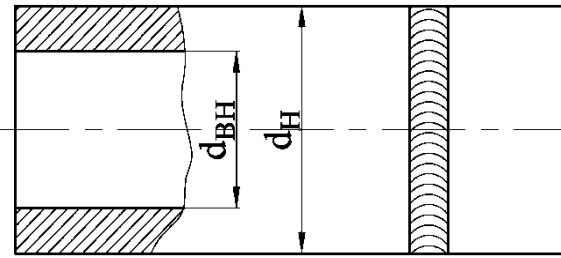
$$l_{\Sigma} = 0,2l_n + 1,5l_{\phi}. \quad (2.2)$$

Следует также отметить, что нормы допускаемых напряжений устанавливаются с учетом конкретных качественных показателей сварки и характера нагружения сварного шва (табл. 2.2).

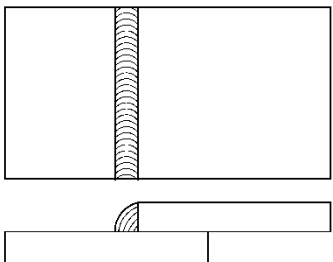
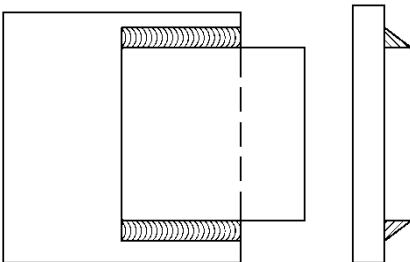
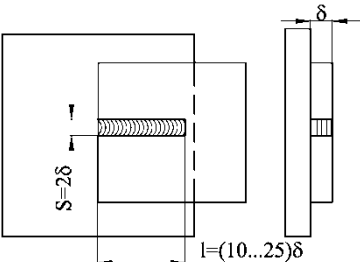
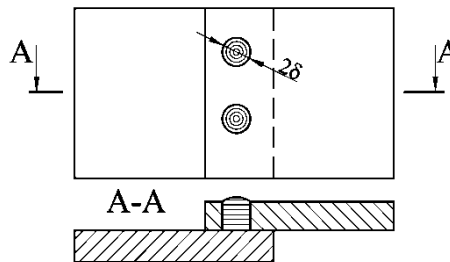
Таблица 2.1 — Основные виды сварных соединений

ВИДЫ СВАРНЫХ ШВОВ			
СТЫКОВОЙ	НАХЛЕСТОЧНЫЙ		
 Рисунок 2.1	Нормальный ($K = K_1$)  K, K_1 — катеты; β_K — расчетная высота шва; $\beta_K = 0,7K$ — для нормальных швов Рисунок 2.2		
	Улучшенный $\left(\frac{K}{K_1} = \frac{1:1,5}{1:2} \right)$	Вогнутый	Выпуклый
	 Рисунок 2.3	 Рисунок 2.4	 Рисунок 2.5

Продолжение таблицы 2.1

СТЫКОВОЙ		
Прямой	Косой	Кольцевой
		
Рисунок 2.6	Рисунок 2.7	Рисунок 2.8
Напряжения, возникающие под действием РАСТЯГИВАЮЩЕЙ СИЛЫ		
$\sigma_p = \frac{F}{A} \leq [\sigma']$		
$\sigma_p = \frac{F}{b\delta}$	$\sigma_p = \frac{4F}{\pi(d_H^2 - d_{BH}^2)}$	
Напряжения, возникающие под действием МОМЕНТА		
$\sigma_u = \frac{M}{W} \leq [\sigma']$		
$\sigma_u = \frac{6M}{b\delta^2}$	$\sigma_u = \frac{M}{0,1d_H^3(1 - \beta^4)},$ где $\beta = d_{BH} / d_H$.	

Продолжение таблицы 2.1

НАХЛЕСТОЧНЫЙ			
Лобовой	Фланговый	Прорезной	Пробочный
 Рисунок 2.9	 Рисунок 2.10	 Рисунок 2.11	 Рисунок 2.12
Напряжения, возникающие под действием РАСТЯГИВАЮЩЕЙ СИЛЫ			
$\tau_{cp} = \frac{F}{A} \leq [\tau']$			
$\tau_{cp} = \frac{F}{2\beta_K l}$		$\tau_{cp} = \frac{F}{S \cdot l}$	$\tau_{cp} = \frac{4F}{\pi d^2 z}$
Напряжения, возникающие под действием МОМЕНТА			
$\tau_{cp} = \frac{F_t}{A} \leq [\tau']$			
$\tau_{cp} = \frac{T}{\beta_K l b}$	$\tau_{cp} = \frac{F_t}{S \cdot l};$		$\tau_{cp} = \frac{4F_t}{\pi d^2 z},$
	где F_t — сила в плоскости стыка, возникающая в результате действия момента.		

2.1.1 Пример расчета

Рассчитать суммарную длину нахлесточного сварного соединения уголка (№10 ($100 \times 100 \times 10$) мм³, $b = 100$ мм, $s = 10$ мм, $z_0 = 2,83$ см, площадь поперечного сечения $A = 1,92 \cdot 10^{-3}$ м²) с косынкой, необходимую для того, чтобы соединение было работоспособно при нагружении его силой $F = 260$ кН (рис. 2.13). Материал соединяемых деталей – сталь Ст2. Вид сварки: ручная дуговая электродами Э42.

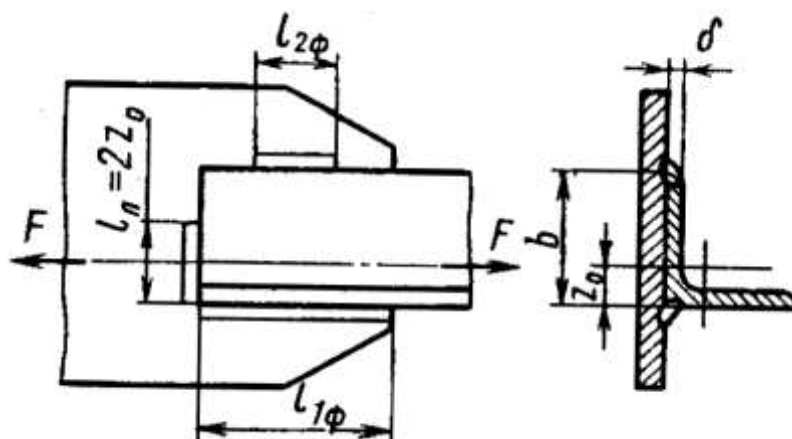


Рисунок 2.13

Решение

- 1 Критерий работоспособности (КР): прочность соединения на срез.
- 2 Расчетное неравенство (РН):

$$\tau_{ср} \leq [\tau'] ,$$

$$\tau_{ср} = F / (0,7 k l_{\Sigma}); \quad \left| \begin{array}{l} [\tau'] = 0,6 [\sigma_p] = 0,6 \cdot 140 = 84 \text{ МПа} \\ \text{(табл. 2.2 и 2.3);} \end{array} \right.$$

$$F / (0,7 k l_{\Sigma}) \leq [\tau'] .$$

- 3 Тогда расчетное уравнение (РУ) будет иметь вид:

$$l_{\Sigma} = F / (0,7 k [\tau']),$$

решив которое, получим:

$$l_{\Sigma} = 260 / (0,7 \cdot 10 \cdot 84) = 422 \text{ мм.}$$

Ответ: $l_{\Sigma} = 422$ мм.

2.1.2 Справочные данные

Таблица 2.2 — Допускаемые напряжения для сварных швов при статической нагрузке

Вид сварки	Допускаемое напряжение для сварных швов		
	при растяжении $[\sigma'_p]$	при сжатии $[\sigma'_c]$	при сдвиге (срезе) $[\tau']$
Автоматическая и ручная электродами Э42А, в среде защитного газа, контактная стыковая с оплавлением	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$
Ручная электродами обычного качества	$0,9[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$
Контактная точечная	$0,3[\sigma_p^*]$	—	$0,5[\sigma_p]$
* Соединения, выполненные точечной контактной сваркой, на растяжение практически не работают.			

Таблица 2.3 — Допускаемые напряжения при растяжении, сжатии, изгибе для сварных швов металлоконструкций при постоянной нагрузке

Сталь	Ст0; Ст2	Ст3; Ст4	Ст5	Низколегированная
Допускаемое напряжение, МПа	140	160	190	250

2.1.3 Задачи для самостоятельного решения

Задача 2.1

Разрушившаяся тяга из стали Ст3 (допускаемые напряжения $[\sigma]_p = 160$ МПа) отремонтирована сваркой встык вручную электродом Э42 (рис. 2.14). Какую нагрузку способна передать отремонтированная тяга, если ее сечение $b \times d = 20 \times 60$, а нагрузка статическая?

Задача 2.2

Рассчитать на прочность сварной металлический кронштейн, представляющий собой стыковое соединение двух труб с наружным диаметром $D = 33$ мм и толщиной стенки $\delta = 4$ мм (рис. 2.15), находящийся под действием осевой растягивающей нагрузки $F = 0,1$ кН. Материал труб — сталь (допускаемые напряжения $[\sigma]_p = 180$ МПа). Сварка выполнена вручную электродом Э42А.

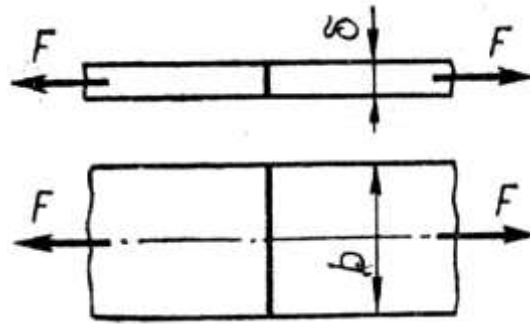


Рисунок 2.14

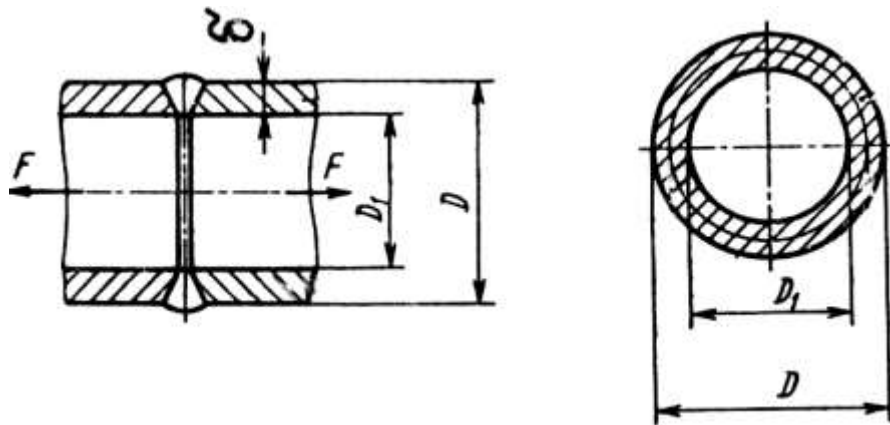


Рисунок 2.15

Задача 2.3

Рассчитать сварное стыковое соединение днища и цилиндрической обечайки сосуда (рис. 2.16), находящегося под внутренним статическим давлением $p = 8$ МПа. Наружный диаметр соединения $D_H = 120$ мм, внутренний диаметр соединения $d_{вн} = 112$ мм. Сварка соединения выполнена вручную электродами обычного качества. Материал деталей соединения — сталь Ст2.

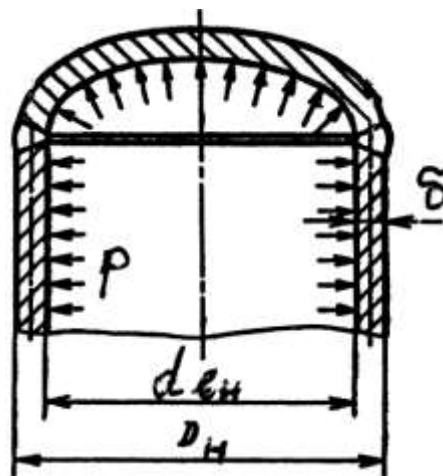


Рисунок 2.16

Задача 2.4

Две пластины толщиной $\delta = 4$ мм, сваренные автоматической сваркой под слоем флюса, нагружаются растягивающей нагрузкой $F = 18$ кН и изгибающим моментом $M_u = 10$ Н·м, действующим в плоскости шва (рис. 2.17). Рассчитать ширину пластины, обеспечивающей прочность соединения, если материал деталей соединения — сталь *Ст5* (допускаемые напряжения $[\sigma]_p = 190$ МПа).

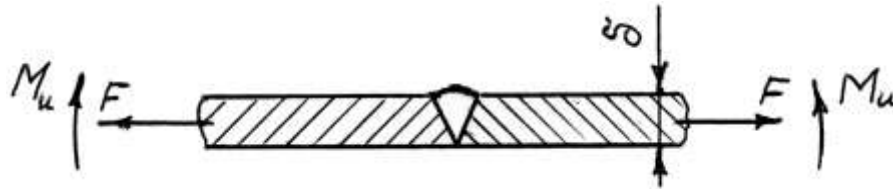


Рисунок 2.17

Задача 2.5

Швеллер №16, выполненный из стали *Ст2* (допускаемые напряжения $[\sigma]_p = 140$ МПа), прикреплен к косынке посредством двух фланговых и одного лобового угловых (валиковых) швов (рис. 2.18) так, что сварное соединение равнопрочно целому сечению швеллера $A = 18,1$ см². Рассчитать требуемую длину флангового шва, если известно, что соединение нагружено статически и выполняется вручную электродами У50А . Катет шва равен $K = 5$ мм.

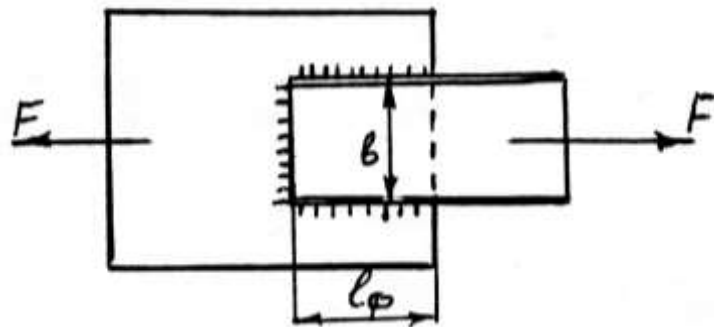


Рисунок 2.18

Задача 2.6

Определить величину катета углового (валикового) шва, который обеспечит передачу момента вращения $T = 3000$ Н·м от ступицы к диску и от диска к венцу зубчатого колеса (рис. 2.19). Все детали колеса выполнены из стали *Ст2*. Принять диаметр ступицы $d_{\text{ш}} = 100$ мм. Сварка выполнена вручную электродом обычного качества. Коэффициент запаса прочности $S = 1,4$.

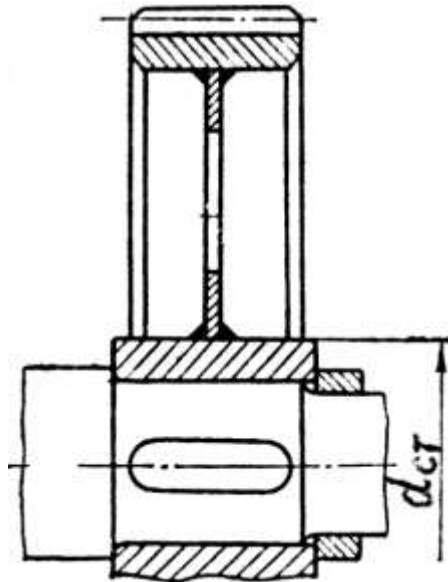


Рисунок 2.19

Задача 2.7

Палец диаметром $d = 20$ мм приварен к втулке кольцевым угловым (валиковым) швом с катетом $k = 4$ мм и нагружается крутящим моментом $T = 3000$ Н·м и растягивающей осевой силой $F = 4,5$ кН (рис. 2.20). Проверить прочность соединения, если палец и втулка выполнены из Ст 2, а сварка выполняется вручную электродом обычного качества Y50 . Напряжения от момента и силы сложить геометрически, как направленные перпендикулярно друг другу.

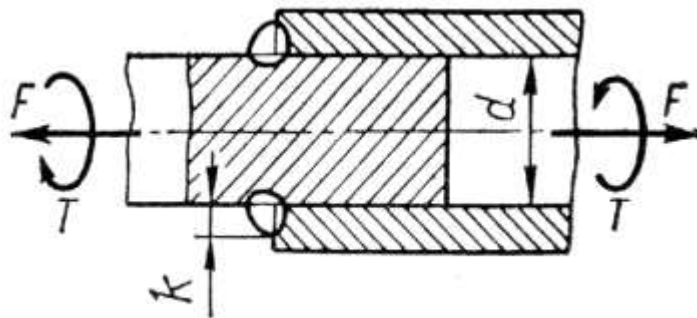


Рисунок 2.20

Задача 2.8

Тавровое соединение полосы из стали Ст5 сечением $b \times \delta = 8 \times 20$ мм×мм с основанием выполнено встык (рис. 2.21, а) и посредством двухсторонних угловых (валиковых) швов (рис. 2.21, б). Соединение, выполненное каким способом, обладает более высокой нагрузочной способностью при центральном приложении нагрузки? Сварка выполнена вручную электродом Y42 . Катет валикового шва $K = 3$ мм.

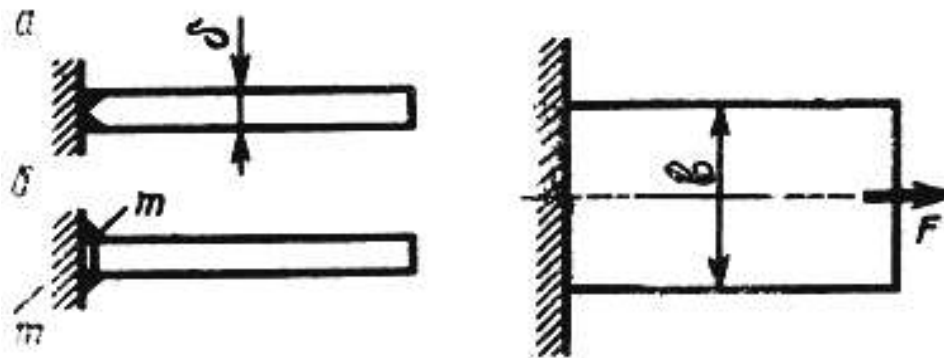


Рисунок 2.21

Задача 2.9

Полоса приварена к косынке посредством двух фланговых и двух прорезных швов (рис. 2.22) так, что сварное соединение равнопрочно целому сечению полосы с размером $b \times \delta = 10 \times 50$ мм×мм. Рассчитать длину прорезных швов, если каждый из фланговых имеет длину $l_{\text{фл}} = 120$ мм, катет $K = 4$ мм и выполнен вручную электродами У50А . Ширина прорезного шва $S = 2K$. Детали соединения выполнены из стали Ст2 (допускаемые напряжения $[\tau]_{\text{ср}} = 72$ МПа). Коэффициент технологии сварки $k_{\text{с}} = 0,6$.

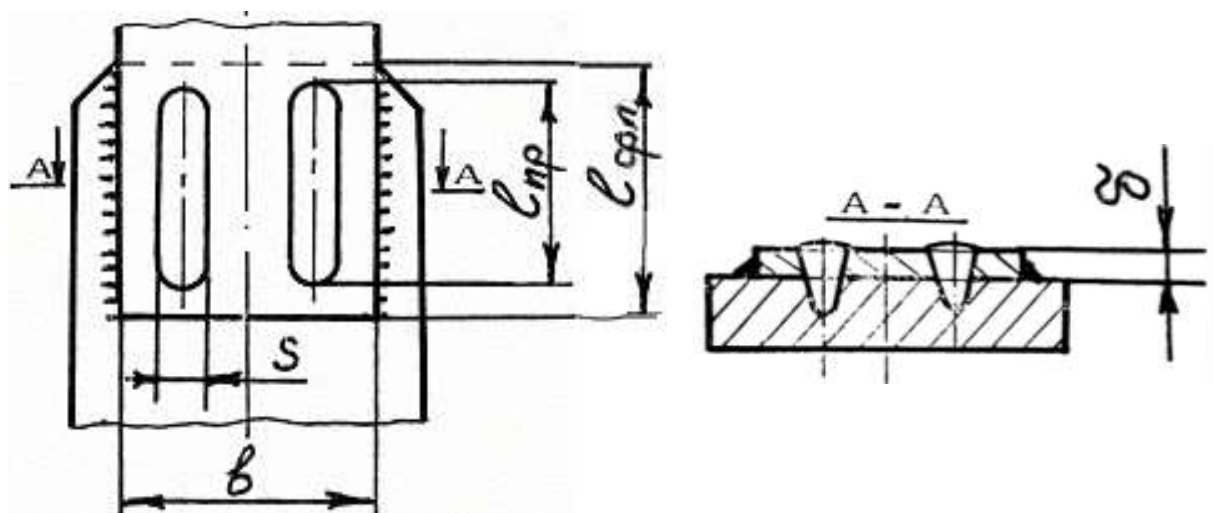


Рисунок 2.22

Задача 2.10

Определить диаметр сварных точек соединения, выполненного контактной сваркой и показанного на рис. 2.23. Материал деталей соединения — сталь Ст2 , коэффициент запаса прочности $S = 1,35$, растягивающая сила $F = 40$ кН.

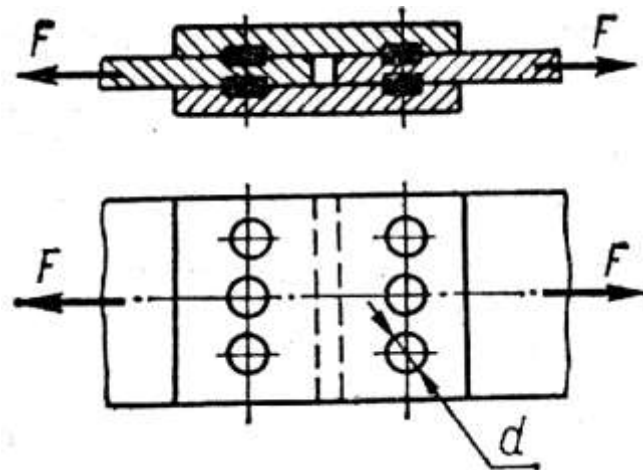


Рисунок 2.23

2.2 Резьбовые соединения

Основными *геометрическими параметрами* резьбы являются:

наружный, внутренний и средний диаметры;

направление: правое, левое;

ход резьбы;

шаг резьбы;

число заходов $n = t/p$;

угол подъема резьбы γ (рис. 2.24):

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{t}{\pi d_2} = \frac{np}{\pi d_2};$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{np}{\pi d_2}. \quad (2.3)$$

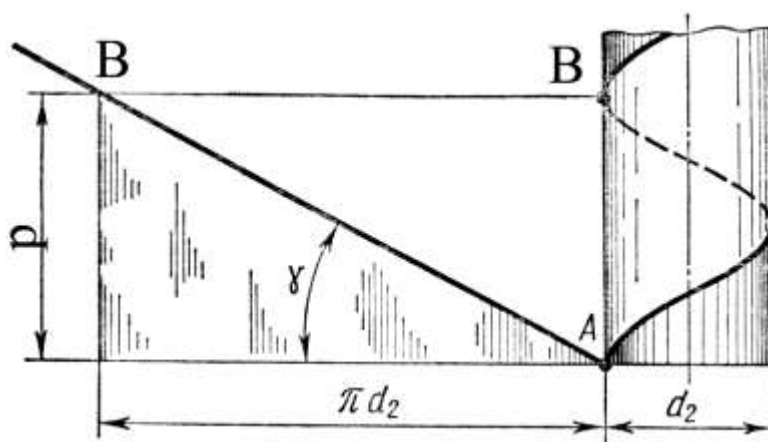


Рисунок 2.24 — Схема к расчету угла подъема резьбы

Шесть стандартных резьб общего назначения: метрическая, трапецидальная, упорная, трубная цилиндрическая, дюймовая коническая и трубная коническая показаны на рисунках 2.25–2.30. Там же приведены зависимости между основными параметрами этих резьб. Основные характеристики стандартных резьб приведены в справочных данных к этому подразделу (табл. 2.8).

Силовые соотношения в винтовой паре:

- при прямом движении:

$$F_{t np} = F \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho'); \quad (2.4)$$

- при обратном движении:

$$F_{t обр} = F \cdot \operatorname{tg}(\rho' - \gamma), \quad (2.5)$$

где $F_t = \frac{2000T}{d_2}$ — окружная сила, приложенная к гайке по касательной к среднему диаметру резьбы d_2 ;

$$\rho' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} \left(\frac{f}{\cos \alpha / 2} \right) \text{ — приведенный угол трения.}$$

Условие самоторможения винтовой пары:

$$\gamma \leq \rho'. \quad (2.6)$$

Коэффициент полезного действия (КПД) винтовой пары:

- при прямом движении:

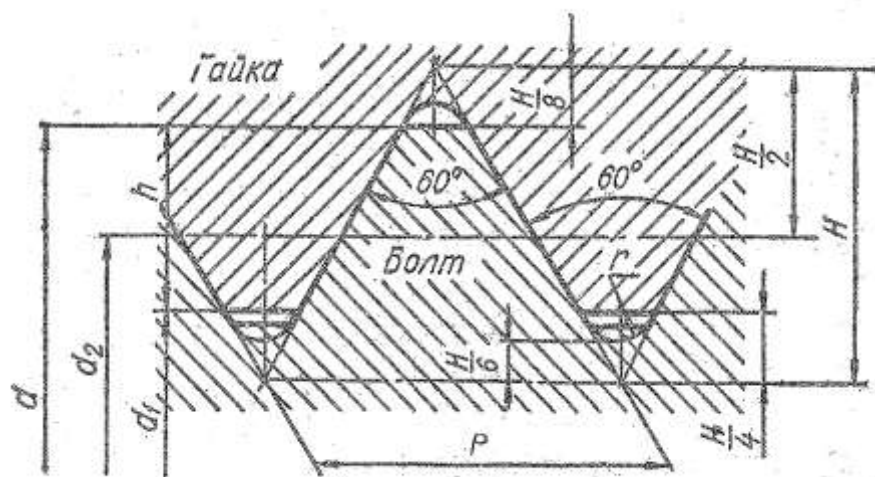
$$\eta_{np} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}; \quad (2.7)$$

- при обратном движении:

$$\eta_{обр} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \rho')}{\operatorname{tg} \gamma}. \quad (2.8)$$

При расчете элементов резьбы на *прочность* основными критериями работоспособности являются: для крепежных резьб — срез, смятие, а для ходовых — износ (табл. 2.4).

Алгоритмы основных случаев расчета резьбовых соединений представлены в таблице 2.5.



$$H = 0,86603 p;$$

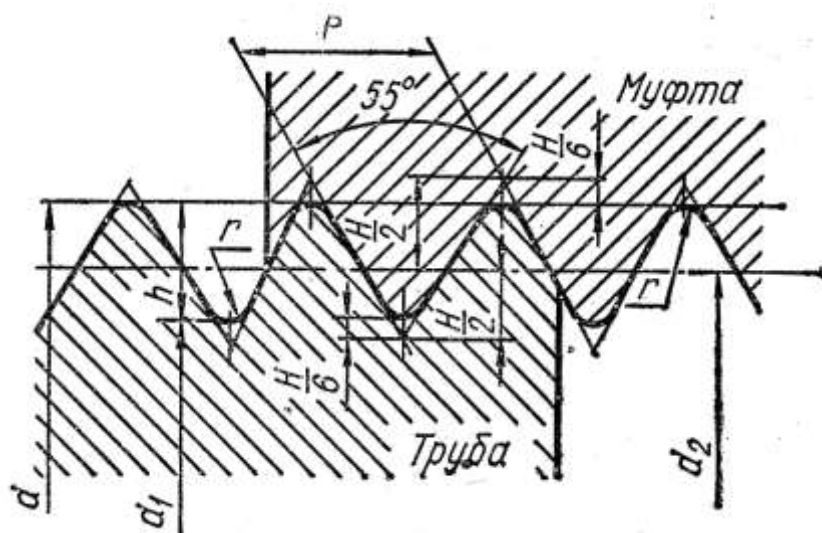
$$h = 0,54125 p;$$

$$r = \frac{H}{6} \cdot 0,144 p;$$

$$d_2 = d - \frac{3}{4} H;$$

$$d_1 = d - 2h.$$

Рисунок 2.25 – Метрическая резьба



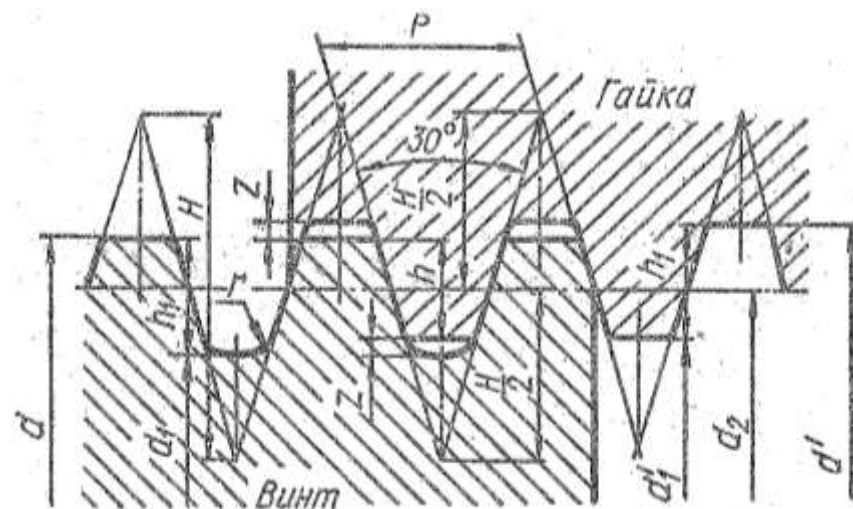
$$H = 0,96049 p;$$

$$h = 0,6403 p;$$

$$d_2 = d - \frac{2}{4} H;$$

$$d_1 = d - 2h.$$

Рисунок 2.26 – Трубная цилиндрическая резьба



$$H = 1,866 p;$$

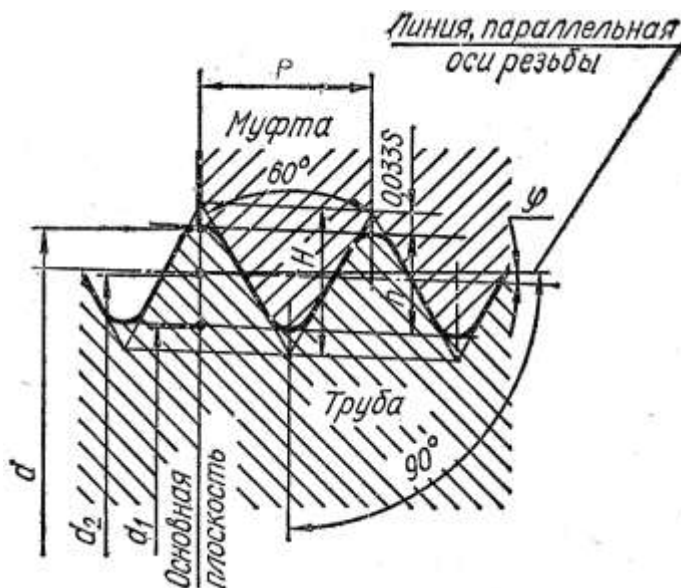
$$h = 0,5 p;$$

$$h_1 = 0,5 p;$$

$$d_2 = d - 0,5 p;$$

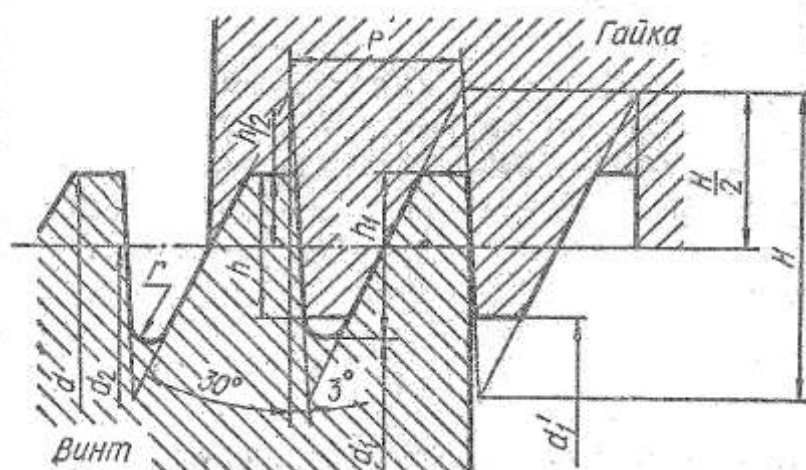
$$d_1 = d - 2h_1.$$

Рисунок 2.27 – Трапецеидальная резьба



$$\begin{aligned}
 H &= 0,866 p; \\
 h &= 0,8 p; \\
 \varphi &= 1^{\circ}47'24''; \\
 \text{конусность} & \\
 2\operatorname{tg} \varphi &= 1:16; \\
 d_2 &= d - H; \\
 d_1 &= d - 2H.
 \end{aligned}$$

Рисунок 2.28 – Дюймовая коническая резьба



$$\begin{aligned}
 H &= 1,5878 p; \\
 h &= 0,75 p; \\
 h_1 &= 0,86777 p; \\
 r &= 0,12427 p; \\
 d_2 &= d - h; \\
 d_1 &= d - 2h_1.
 \end{aligned}$$

Рисунок 2.29 – Упорная резьба



$$\begin{aligned}
 H &= 0,96024 p; \\
 h &= 0,64033 p; \\
 r &= 0,13728 p; \\
 \varphi &= 1^{\circ}47'24''; \\
 \text{конусность} & \\
 2\operatorname{tg} \varphi &= 1:16; \\
 d_2 &= d - \frac{2}{3} H; \\
 d_1 &= d - 2h.
 \end{aligned}$$

Рисунок 2.30 – Трубная коническая резьба

Таблица 2.4 — Критерии работоспособности крепежных и ходовых резьб

Критерий работоспособности	Прочность на срез	Прочность на смятие	Прочность на износ
Расчетное неравенство	$\tau_{cp} \leq [\tau]_{cp}$	$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$	$p \leq [p]$
Расчетное уравнение	$\tau_{cp} = \frac{F}{z \pi d_1 a} = \frac{F p}{\pi h d_1 a} \leq [\tau]_{cp}$	$\sigma_{см} = \frac{4 F}{z \pi (d^2 - d_1^2)} = \frac{4 F p}{\pi h (d^2 - d_1^2)} \leq [\sigma]_{см}$	$p = \frac{4 F}{z \pi (d^2 - d_1^2)} = \frac{4 F p}{\pi h (d^2 - d_1^2)} \leq [p]$

Таблица 2.5 — Алгоритмы расчета резьбовых соединений

Вид нагружения	Расчетное неравенство	Расчетное уравнение
1	2	3
Болт нагружен только внешней растягивающей силой F (без затяжки)	$\sigma_p \leq [\sigma]_{p.б.}$	$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_{p.б.}$
Болт затянут силой $F_{зам}$, внешняя нагрузка отсутствует	$\sigma_E \leq [\sigma]_{p.б.}$	$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma]_{p.б.},$ где $\sigma_p = \frac{4 F_{зам}}{\pi d_1^2}$; $\tau_{кр} = \frac{8 F_{зам} d_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho')}{\pi d_1^3}.$
	или упрощенно: $\sigma_p \leq [\sigma]_{p.б.}$	$\sigma_p = \frac{4 F_{расч}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_{p.б.},$ где $F_{расч} = F_{ам} \cdot K_{зам}$.
Болтовое соединение нагружено поперечной силой F_Σ : - болты установлены с зазором	$\sigma_p \leq [\sigma]_{p.б.}$	$\sigma_p = \frac{4 F_\Sigma K_{зам}}{f z i \cdot \pi d_1^2} \leq [\sigma]_{p.б.},$ где z, i — число болтов и стыков соответственно
- болты установлены без зазора	$\tau_{cp} \leq [\tau]_{cp}$	$\tau_{cp} = \frac{4 F_\Sigma}{i z \cdot \pi d_2^2} \leq [\tau]_{cp}$

Продолжение таблицы 2.5

1	2	3
	$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$	$\sigma_{см} = \frac{4F_{\Sigma}}{zd_2\delta} \leq [\sigma]_{см},$ где δ — толщина соединяемых деталей.
Болтовое соединение предварительно затянуто силой $F_{зам}$ и нагружено внешней осевой силой F	$\sigma_p \leq [\sigma]_{p.б.}$	$\sigma_p = \frac{4F_{max}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_{p.б.},$ где $F_{max} = F_{зам} + \chi F$; χ — см. табл. 2.7.
Болтовое соединение предварительно затянуто и нагружено внецентренной растягивающей силой F	$\sigma_{\Sigma} \leq [\sigma]_{p.б.}$	$\sigma_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_u \leq [\sigma]_{p.б.}$ где $\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2};$ $\sigma_u = \frac{Fe}{0,1d_1^3};$ e — эксцентриситет.

Допускаемые напряжения растяжения для резьбовых соединений определяют как:

$$[\sigma]_{p.б.} = \frac{\sigma_T}{S_{\delta}}, \quad (2.9)$$

где S_{δ} — коэффициент запаса прочности для резьбовых соединений (табл. 2.6).

2.2.1 Пример расчета

Крышку коробки скоростей решено крепить шпильками М12, выполненными из стали класса прочности 5.6 (напряжение текучести материала шпильки $\sigma_T = 300$ МПа) (рис. 2.31). Материал прокладок — асбест. Максимальная сила давления на крышку $F_{max} = 38$ кН. Возможны небольшие колебания давления в корпусе. Определить число шпилек z .

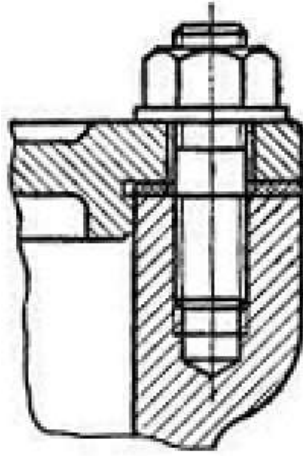


Рисунок 2.31

Решение

Критерий работоспособности — прочность тела болта на растяжение: $\sigma_p \leq [\sigma]_{p.б.}$.

Выбираем по табл. 2.6 при постоянной нагрузке коэффициент запаса прочности $S_\sigma = 4,5$. Тогда допускаемое напряжение: $[\sigma]_{p.б.} = \sigma_T / S_\sigma = 300 / 4,5 = 66,7$ МПа.

По табл. 2.8 для резьбы М12 определяем геометрические параметры резьбы: шаг $p = 1,75$ мм, расчетный диаметр $d_1 = 10,35$ мм.

Нагрузку на одну шпильку определим как:

$$F = F_{max} / z.$$

Для герметичности соединения шпильки должны быть поставлены с предварительной затяжкой при сборке, Учитывая упругую асбестовую прокладку в соединении, принимаем $\chi = 0,45$ (см. табл. 2.7). При постоянной нагрузке $K_{зам} = 1,35$.

Расчетная сила, приходящаяся на шпильку:

$$\begin{aligned} F_{расч} &= F + F_{зам} = [1,3K_{зам}(1 - \chi) + \chi]F = \\ &= [1,3K_{зам}(1 - \chi) + \chi]F_{max} / z. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Из условия прочности тела шпильки на растяжение определим:

$$F_{расч} = \frac{\pi d_1^2 [\sigma]_{p.б.}}{4}. \quad (2.11)$$

Решая совместно уравнения (2.10) и (2.11), получим:

$$[1,3K_{зам}(1-\chi)+\chi]F_{max}/z=\pi d_1^2[\sigma]_{p.б.}/4;$$

$$z=\{4\cdot[1,3K_{зам}(1-\chi)+\chi]F_{max}\}/\pi d_1^2[\sigma]_{p.б.}.$$

Подставив числовые значения в полученное уравнение, определим, что:

$$z=(4\cdot[1,3\cdot 1,35(1-0,45)+0,45]\cdot 38)/(\pi\cdot 10,35^2\cdot 66,7)=11,5.$$

Принимаем $z=12$ шпилек.

Ответ: $z=12$.

2.2.2 Справочные данные

Таблица 2.6 — Значения коэффициентов запаса прочности для болтов с метрической резьбой (М6–М30) при неконтролируемой затяжке

Материал болта	Значения S_σ при постоянной нагрузке для резьбы		Значения S_σ при переменной нагрузке для резьбы	
	М6–М16	М16–М30	М6–М16	М16–М30
Углеродистая сталь	5–4	4–2,5	12–8,5	8,5
Легированная сталь	6,5–5	5–3,3	10–6,5	6,5
<i>Примечание.</i> При контролируемой затяжке коэффициент запаса прочности выбирают в пределах $S_\sigma=1,2–1,5$.				

Таблица 2.7 — Коэффициенты податливости стыка

Материал	Сталь–сталь	Сталь–чугун	Асбест, медь, латунь	Картон	Резина
χ	0,09	0,12	0,15–0,25	0,6–0,8	0,8–0,9

Таблица 2.8 — Основные размеры метрической резьбы, мм
(ГОСТ 24705—51, извлечение)

Диаметр		Шаг p	Диаметр		Шаг p	Диаметр		Шаг p
$d = D$	$d_1 = D_1$		$d = D$	$d_1 = D_1$		$d = D$	$d_1 = D_1$	
5	4,134	0,8*	16	13,835	2*	24	20,752	3*
	4,459	0,5		14,376	1,5			2
6	4,917	1*		14,917	1			1,5
	5,188	0,75		15,188	0,75			1
	5,459	0,5		15,459	0,5			0,75
8	6,647	1,25*	(18)	15,294	2,5*	(27)	23,752	3*
	6,917	1		15,835	2,0			2
	7,188	0,75		16,376	1,5			1,5
	7,459	0,5		16,917	1,0			1
10	8,376	1,5*		17,188	0,75			0,75
	8,647	1,25	20	17,459	0,5	30	25,376	3,5*
	8,917	1		17,294	2,5*			3
	9,188	0,75		17,835	2			2
	9,459	0,5		18,376	1,5			1,5
12	10,106	1,75*		18,917	1			1
	10,376	1,5	(22)	19,188	0,75	(33)	28,376	0,75
	10,647	1,25		19,459	0,5			3,5*
	10,917	1		19,294	2,5*			3
	11,188	0,75		19,835	2			2
	11,459	0,5		20,376	1,5			1,5
(14)	11,835	2*		20,917	1			1
	12,376	1,5		21,188	0,75			0,75
	12,647	1,25		21,459	0,5			3,5*
	12,917	1						3
	13,188	0,75						2
	13,459	0,5						1,5

Примечания:

1 Без скобок приведены диаметры 1-го ряда, которые следует предпочитать диаметрам 2-го ряда, заключенным в скобки.

2 Знаком звездочки (*) отмечены резьбы с крупным шагом.

2.2.3 Задачи для самостоятельного решения

Задача 2.11

Назвать резьбу и определить геометрические параметры: наружный диаметр, шаг резьбы, угол профиля, ход резьбы, число заходов, угол подъема витка, направление витка. Обозначения резьб: М20; М16×1; Тг40×6; Тг48×8LH; S50×8; S44×4(P2).

Задача 2.12

Определить угол подъема витка и проверить, является ли резьба самотормозящейся, если обозначение резьбы — М20×1,5, средний диаметр $d_2 = 19$ мм, коэффициент трения в резьбе $f = 0,16$.

Задача 2.13

Определить коэффициент полезного действия резьбовой пары. Обозначение резьбы — М20×1,5, средний диаметр резьбы $d_2 = 19$ мм, коэффициент трения в резьбе $f = 0,16$.

Задача 2.14

Определить, при каком числе заходов резьба перестанет быть самотормозящейся. Обозначение резьбы — М16, средний диаметр резьбы $d_2 = 14,7$ мм, коэффициент трения $f = 0,12$.

Задача 2.15

Определить силу F_p , которую необходимо приложить к стандартному ключу при завинчивании гайки до появления в стержне болта М12 напряжений, равных пределу текучести. Ориентировочная длина ключа $L \cong 15d$; коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,15$. Средний диаметр резьбы $d_2 = 10,86$ мм, шаг резьбы $p = 1,75$ мм, материал болта — сталь Ст 3 ($\sigma_T = 240$ МПа). Размер под ключ $S = 1,8d$, внутренний диаметр опорной поверхности $d_0 = d + 2$.

Задача 2.16

Определить соотношение между моментом трения в резьбе и на торце гайки при одинаковом коэффициенте трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,12$ при следующих значениях: типоразмер резьбы — М8×1; средний диаметр резьбы $d_2 = 7,35$ мм, размеры опорной поверхности гайки $S = 12$ мм, $d = 8$ мм.

Задача 2.17

Винт струбицы (рис. 2.32) имеет стандартную метрическую резьбу М12 (шаг резьбы $p = 1,75$ мм), средним диаметром $d_2 = 10,86$ мм. Длина

рукоятки струбцины $l_p = 300$ мм, максимальное усилие сжатия, приходящееся на каждый винт $F = 12$ кН, приняв коэффициент трения в резьбе $f = 0,15$, рассчитать усилие на рукоятке струбцины F_p .

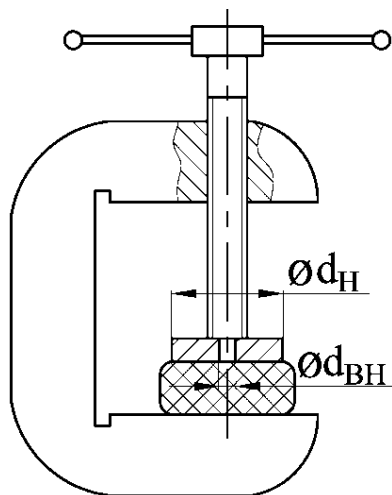


Рисунок 2.32

Расчет элементов резьбы на прочность

Задача 2.18

Определить требуемую высоту гайки H_Γ из расчета витков ее резьбы на срез, если действующая на гайку осевая нагрузка $F = 80$ кН, допустимое напряжение среза для материала гайки $[\tau]_{cp} = 50$ МПа, высота срезаемого участка $a_{cp} = 0,87 p$. (Резьба М24, шаг $p = 3$ мм).

Задача 2.19

Определить требуемую высоту гайки H из расчета витков ее резьбы на смятие, если действующая на гайку осевая нагрузка $F = 40$ кН, допускаемые напряжения смятия для материала гайки $[\sigma]_{cm} = 30$ МПа, высота рабочего профиля $H_1 = 0,54 p$, резьба М24, шаг резьбы $p = 3$ мм, средний диаметр резьбы $d_2 = 22$ мм.

Задача 2.20

Определить допустимую нагрузку из условия прочности на срез для витка гайки, если напряжения среза составляют $[\tau]_{cp} = 40$ МПа, а высота срезаемого участка $a_{cp} = 0,87 P$ (резьба М48, шаг резьбы $p = 5$ мм).

Задача 2.21

Во сколько раз увеличится прочность сплошного вала на изгиб, если резьбу с одним шагом заменить на резьбу с другим шагом (табл. 2.9)?

Таблица 2.9 — Значения данных к задаче

Обозначение резьбы	Шаг резьбы p , мм	Внутренний диаметр резьбы d_1 , мм
M48	5	42,6
M48×2	2	45,83

Задача 2.22

Во сколько раз увеличится прочность на изгиб пустотелого вала с диаметром внутреннего отверстия $d_o = 45$ мм, если нарезанную на нем резьбу с одним шагом заменить на резьбу с другим шагом (табл. 2.10)?

Таблица 2.10 — Значения данных к задаче

Обозначение резьбы	Шаг резьбы p , мм	Внутренний диаметр резьбы d_1 , мм
Tг65×10	10	42,6
Tг65×4	4	60,5

Расчет не затянутых предварительно резьбовых соединений

Задача 2.13

Болт незатянутого резьбового соединения M20 (внутренний диаметр резьбы $d_1 = 18,375$ мм) (рис. 2.33), работающий на растяжение, опирается головкой на лист. Определить диаметр головки D и ее высоту t если допускаемые напряжения растяжения в теле болта — 100 МПа, допускаемые напряжения смятия по площади опирания головки — 40 МПа, допускаемые напряжения среза головки болта — 50 МПа, а диаметр отверстия под болт в теле детали $D_o = 21$ мм

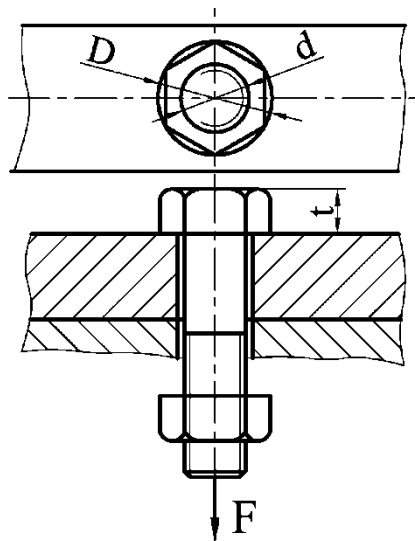


Рисунок 2.33

Задача 2.24

Скоба для крепления расчалок соединена с балкой болтом (рис. 2.34). Расчалка отклоняется от вертикали на угол $\alpha = 20^\circ$ и нагружается усилием $F = 8000$ Н. Подобрать стандартный болт, если допускаемые для материала болта напряжения составляют $[\sigma]_p = 85$ МПа.

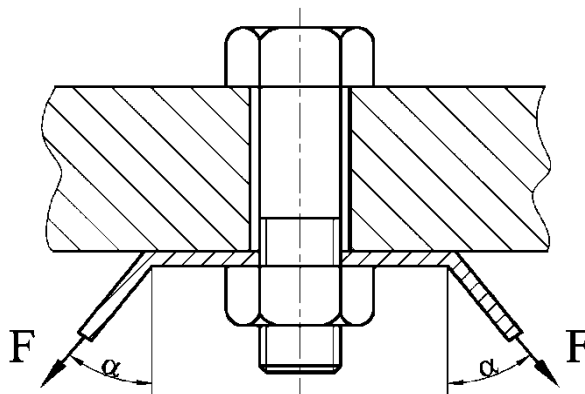


Рисунок 2.34

Задача 2.25

Два стержня (рис. 2.35) соединены посредством метрической резьбы с параметрами: наружный диаметр резьбы стержня $d = 10$ мм; внутренний диаметр резьбы стержня $d_1 = 8,376$ мм; диаметр головки стержня $D = 15$ мм. Приняв допускаемые напряжения растяжения 75 МПа, рассчитать нагрузочную способность соединения.

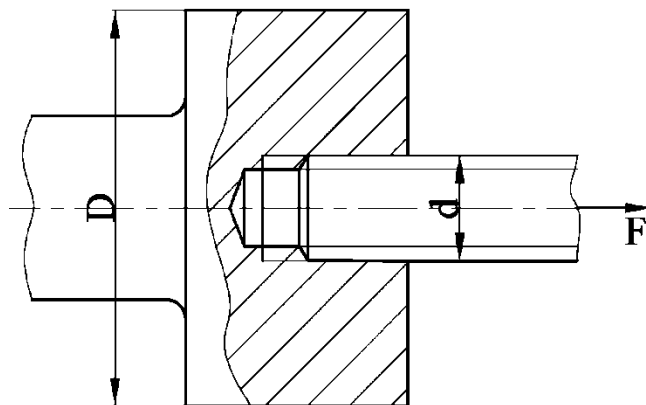


Рисунок 2.35

Задача 2.26

Грузовая скоба 1 крепится к опоре 3 посредством болта 2 (рис. 2.36). Рассчитать диаметр резьбового участка болта грузовой скобы для удержания груза $F = 20$ кН. Материал болта — сталь класса прочности 4,6. Коэффициент запаса прочности при определении допускаемых напряжений $S = 2,8$. Нагрузка статическая.

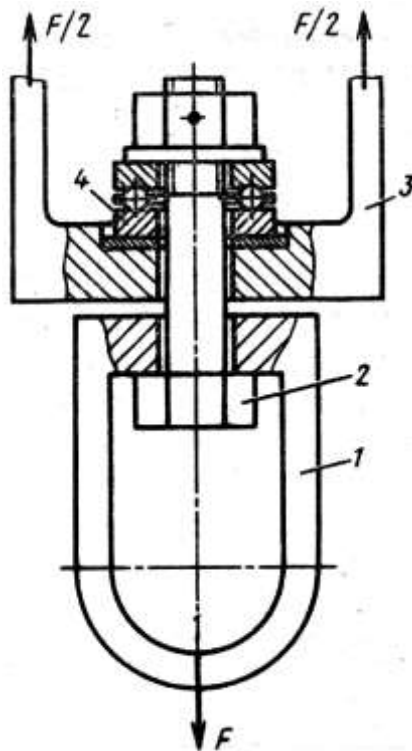


Рисунок 2.36

Расчеты предварительно затянутых резьбовых соединений

Задача 2.27

Рассчитать болт соединения «ухо-серьга» (рис. 2.37). Сила, действующая на соединение, $F = 3000$ Н. Серьга легко деформируется при затяжке болта. Материал болта — сталь (допускаемые напряжения растяжения $[\sigma]_p = 60$ МПа), коэффициент трения между ухом 2 и серьгой 1 — $f = 0,2$, коэффициент затяжки $K_{зам} = 1,3$, болт установлен в отверстии с зазором.

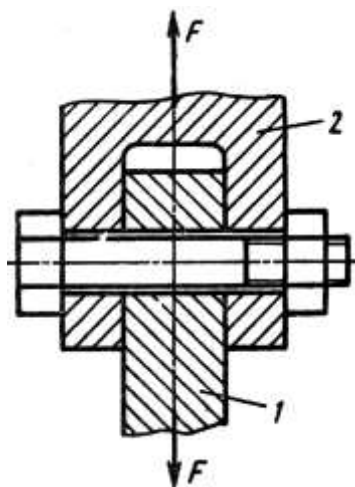


Рисунок 2.37

Задача 2.28

Зубчатый венец 4 крепится к колесному центру 2 посредством болтов 3. Рассчитать болты крепления венца зубчатого колеса с колесным центром (рис. 2.38), если диаметр окружности центров болтов $D_0 = 200$ мм, вращающий момент, передаваемый зубчатым колесом, $T = 600$ Н·м, коэффициент трения между венцом и центром $f = 0,1$, количество болтов $z = 4$, материал болтов — сталь (допускаемые напряжения на разрыв $[\sigma]_p = 80$ МПа). Коэффициент затяжки $K_{зам} = 1,3$. Расчет выполнить для случая установки болтов с зазором.

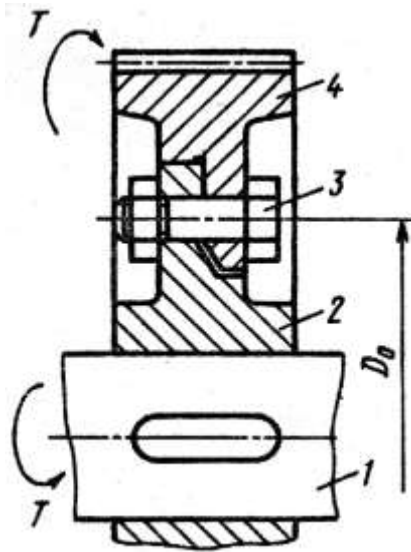


Рисунок 2.38

Задача 2.29

Зубчатый венец 4 крепится к колесному центру 2 посредством болтов 3. Рассчитать количество призонных болтов, посредством которых соединены венец зубчатого колеса с колесным центром (см. рис. 2.38), если диаметр окружности центров болтов $D_0 = 200$ мм, вращающий момент, передаваемый зубчатым колесом, $T = 600$ Н·м, диаметр центрирующего участка болта $d_0 = 19$ мм, материал болтов — сталь (допускаемые напряжения среза $[\tau]_{ср} = 90$ МПа). Расчет выполнить для случая беззазорной установки болтов.

Задача 2.30

Два сплошных вала диаметром $d_в$ (рис. 2.39) имеют фланцы, которые соединены болтами с предварительной затяжкой (коэффициент затяжки $K_{зам} = 1,35$) и внутренним диаметром резьбы $d_1 = 8,4$ мм. Какой вращающий момент может передать такой узел, исходя из условия прочности валов на кручение и из условия прочности болтов на разрыв, если диаметр

вала $d_g = 30$ мм, число болтов $z = 6$, диаметр расположения центров болтов $D_o = 45$ мм, коэффициент трения между фланцами $f = 0,08$, допускаемые напряжения кручения для валов $[\tau]_{кр} = 30$ МПа, для болтов на растяжение — $[\sigma]_p = 120$ МПа? Болты поставлены с зазором.

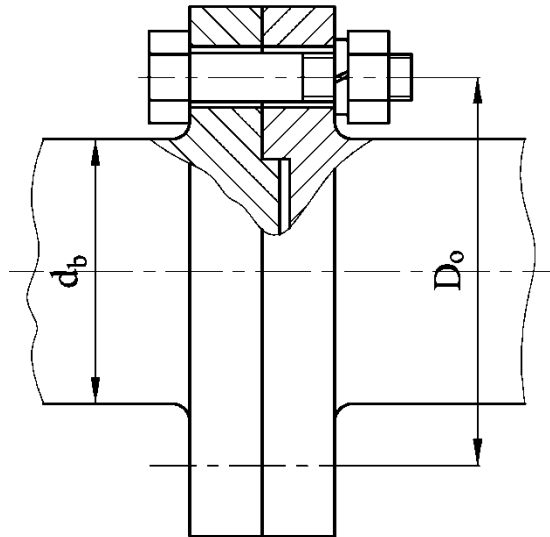


Рисунок 2.39

Задача 2.31

Определить диаметр болтов, которые крепят кронштейн к основанию и установлены с зазором (рис. 2.40). Материал болтов — сталь Ст. 3 (допускаемые напряжения растяжения $[\sigma]_p = 70$ МПа), коэффициент трения в стыке $f = 0,12$, нагрузка на проушину кронштейна $F = 200$ Н, плечо момента $l_p = 780$ мм, число болтов $z = 4$, расположены по осям симметрии квадрата со стороной $a = 350$ мм. Соединение предварительно затянуто, коэффициент затяжки $K_{зам} = 1,35$.

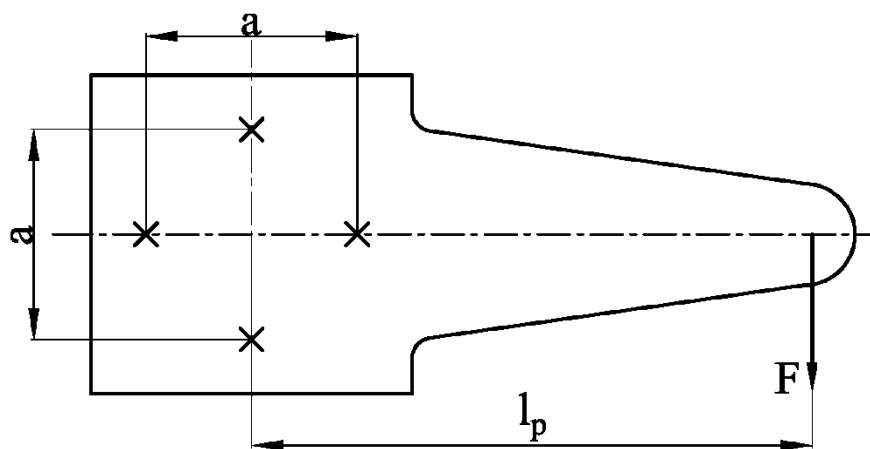


Рисунок 2.40

Задача 2.32

Рассчитать болты фланцевого соединения крышки с цилиндрическим корпусом (рис. 2.41). Болты выполнены с конической головкой. Нагрузка на каждый болт $F = 2000$ Н, эксцентриситет $e = d_1$. Материал болтов — сталь 20 (допускаемые напряжения $[\sigma]_p = 96$ МПа). Коэффициент затяжки $K_{зам} = 1,35$.

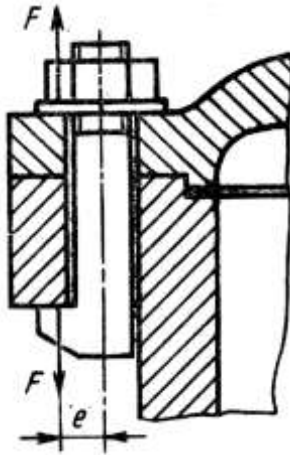


Рисунок 2.41

Расчеты предварительно затянутых резьбовых соединений с учетом податливости стыка

Задача 2.33

Рассчитать (назначить) болты, крепящие крышку гидравлического цилиндра высокого давления (рис. 2.42), если диаметр цилиндра $D = 110$ мм, максимальное давление в цилиндре $p_{max} = 12$ МПа, число болтов $z = 10$, усилие остаточной затяжки $F'_{зам}$ на 50% больше внешней нагрузки. Коэффициент внешней нагрузки (податливости стыка) $\chi = 0,12$. Материал болта — сталь 35 (допускаемые напряжения $[\sigma]_p = 180$ МПа). Коэффициент затяжки $K_{зам} = 1,3$.

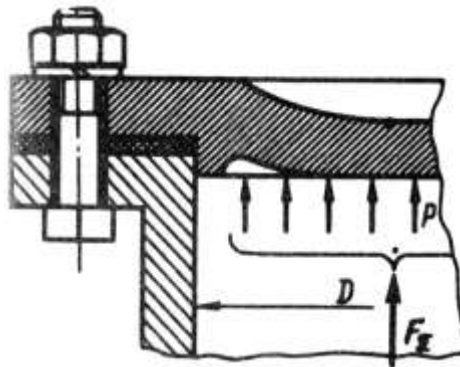


Рисунок 2.42

Задача 2.34

Корпус подшипника вала ременной передачи установлен на стальном основании и закреплен двумя болтами, расположенными симметрично относительно осей симметрии корпуса подшипника (рис. 2.43). Болты выполнены из стали Ст. 3 (допускаемые напряжения растяжения $[\sigma]_p = 70$ МПа). На опору действует горизонтальная нагрузка $F = 3000$ Н. Расстояние между осями болтов $a = 230$ мм, расстояние от основания до места приложения нагрузки $h = 120$ мм. Коэффициент трения в стыке $f = 0,2$, коэффициент внешней нагрузки $\chi = 0,15$, коэффициент затяжки $K_{зам} = 1,3$. Подобрать болты крепления корпуса к основанию, которые обеспечат нераскрытие стыка.

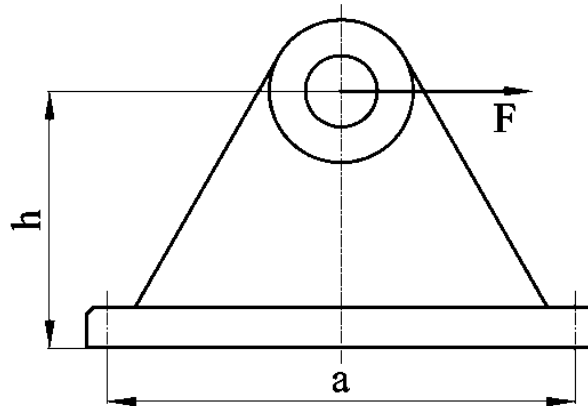


Рисунок 2.43

Задача 2.35

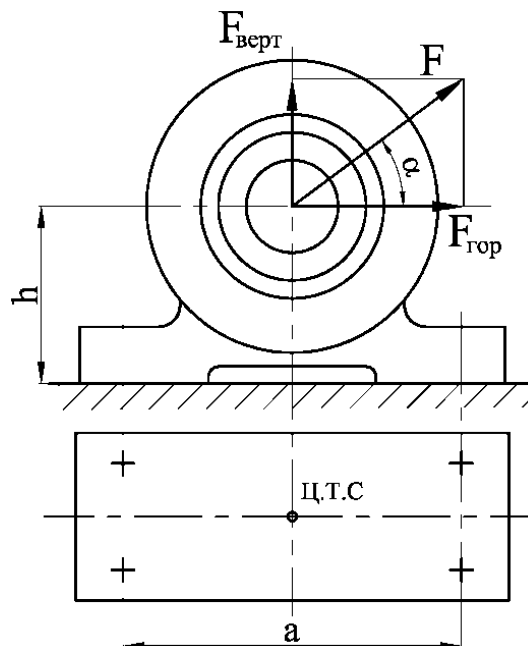


Рисунок 2.44

Стойка крепится к бетонному основанию четырьмя болтами, расположенными симметрично относительно центра тяжести стыка (рис. 2.44). Расстояние между болтами $a = 350$ мм, расстояние от основания до вектора нагрузки $h = 400$ мм. Нагрузка $F = 6000$ Н приложена в плоскости симметрии под углом $\alpha = 30^\circ$ к горизонту. Подобрать болты крепления стойки к основанию, которые обеспечат нераскрытие стыка, если коэффициент трения в стыке $f = 0,3$, коэффициент внешней нагрузки $\chi = 0,6$, коэффициент затяжки $K_{зам} = 1,35$, а болты выполнены из стали Ст. 3 (допускаемые напряжения растяжения $[\sigma]_p = 70$ МПа).

2.3 Шпоночные, шлицевые, штифтовые соединения

При расчете *шпоночных* соединений критерием работоспособности является прочность шпонки на смятие.

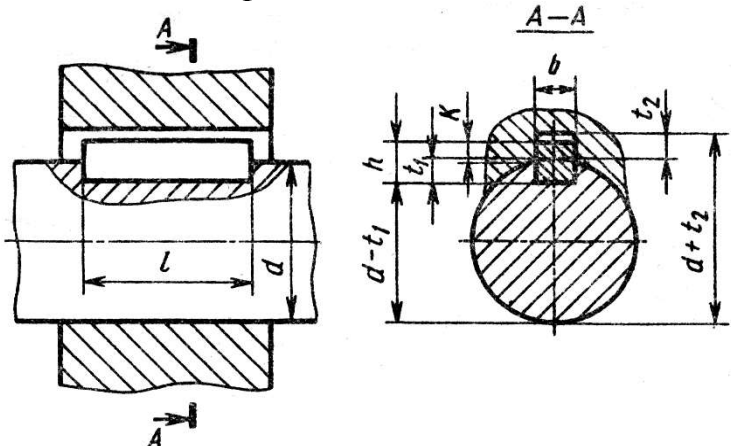
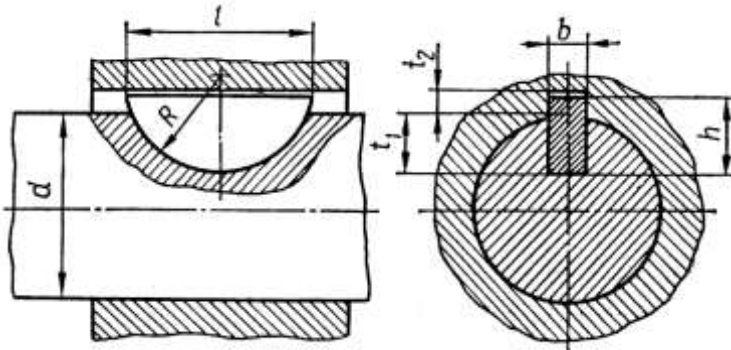
Алгоритмы расчета основных видов шпоночных соединений (рис. 2.45–2.48) представлены в таблице 2.11.

Шлицевые соединения рассчитывают по схеме (табл. 2.12).

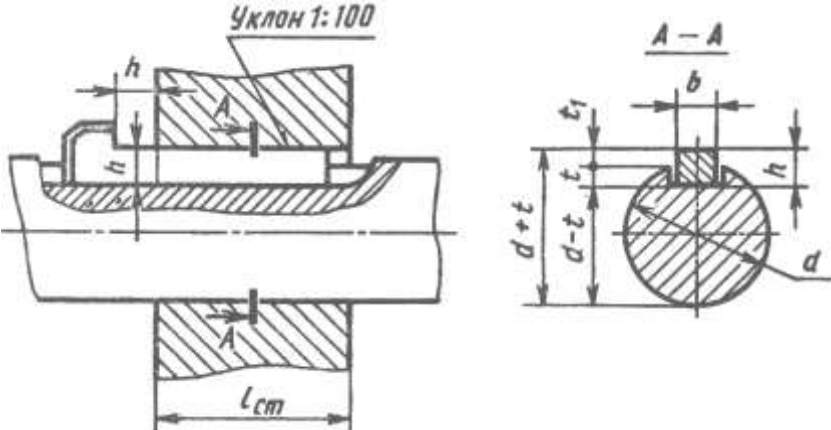
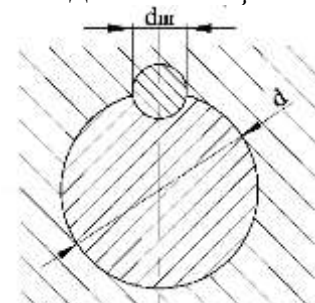
Таблица 2.12 — Алгоритм расчета шлицевых соединений

Вид шлицев	РН	РУ
- прямобочными шлицами (ГОСТ 1139-80):	$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$	$\sigma_{см} = \frac{2000T}{d_{cp}\psi z h l_p} = \frac{8000T}{(D^2 - d^2)\psi z l_p},$ где $\psi = 0,75$; $d_{cp} = (D + d)/2;$ $h = (D - d)/2.$
- с эвольвентным профилем зубьев (ГОСТ 6033-80):	$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$	$\sigma_{см} = \frac{2000T}{0,6 z m l_p h} \leq [\sigma]_{см},$ где m — модуль соединения.

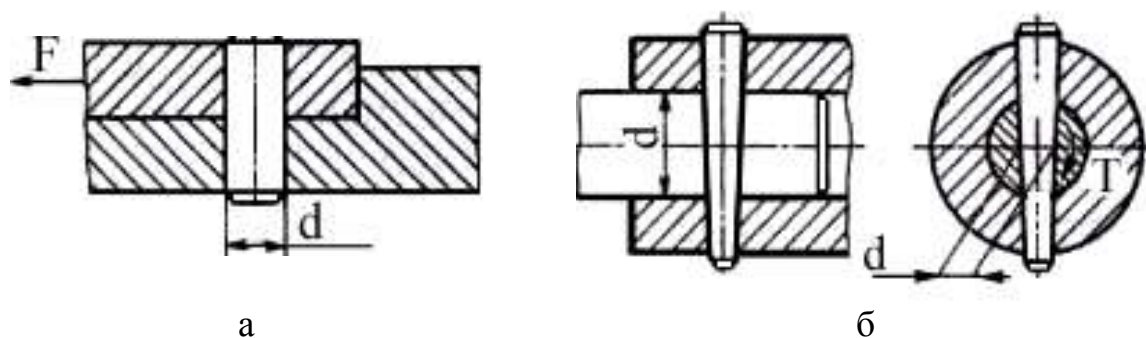
Таблица 2.11— Расчет основных видов шпоночных соединений

Вид соединения	Расчетное неравенство	Расчетное уравнение
1	2	3
Соединение <i>призматической</i> шпонкой  Рисунок 2.45	$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$ $\tau_{кр} \leq [\tau]_{кр}$	$\sigma_{см} = \frac{2000T}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma]_{см}$ $\tau_{кр} = \frac{2000T}{dbl_p} \leq [\tau]_{кр},$ где l — длина шпонки; $l_p = l - b$ — для шпонки со скругленными торцами; $l_p = l$ — для шпонки с плоскими торцами.
Соединение <i>сегментной</i> шпонкой  Рисунок 2.46	$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$	$\sigma_{см} = \frac{2000T}{d(h-t_1)l} \leq [\sigma]_{см}$

Продолжение таблицы 2.12

1	2	3
Соединение клиновой шпонкой  Рисунок 2.47	$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$	$\sigma_{см} = \frac{2000T}{bl(b + bfd)} \leq [\sigma]_{см},$ где f — коэффициент трения на рабочих поверхностях; $[\sigma]_{см} = 80...100$ МПа.
Соединение фрикционной шпонкой	$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$	$\sigma_{см} = \frac{2000T}{fdbl} \leq [\sigma]_{см},$ где $[\sigma]_{см} = 70...80$ МПа.
Соединение цилиндрической шпонкой  Рисунок 2.48	$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$	$\sigma_{см} = \frac{4000T}{dd_{шп}l} \leq [\sigma]_{см},$ где $d_{шп} = (0,13...0,16)d$ — диаметр шпонки; $l \cong (3...4)d_{шп}$ — длина шпонки; $[\sigma]_{см} = 100...120$ МПа.

ШТИФТОВЫЕ соединения (рис. 2.49) проверяют как на смятие, так и на срез (табл. 2.13).



а — соединение с цилиндрическим штифтом;

б — соединение с коническим штифтом

Рисунок 2.49 — Расчетная схема

Таблица 2.13 — Алгоритм расчета штифтового соединения

РН	РУ
Проверка прочности заклепок на срез	
$\tau_{cp} \leq [\tau]_{cp}$	Для расчетной схемы на рис. 2.49, а: $\tau_{cp} = \frac{4F}{z \pi d_{ш}^2} \leq [\tau]_{cp},$ где $d_{ш} \cong 2\delta$ — при $\delta \leq 5$ мм; $d_{ш} = (1,1...1,3)\delta$ — при $\delta = (6...20)$ мм; z — число поверхностей среза; $[\tau]_{cp} = 35...75$ МПа. Для расчетной схемы на рис. 2.49, б: $\tau_{cp} = \frac{8000T}{z \pi d_{ш}^2 d_{\delta}} \leq [\tau]_{cp}.$
	Проверка прочности заклепок и соединяемых деталей на смятие
$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$	$\sigma_{см} = \frac{F}{z d \delta} \leq [\sigma]_{см},$ где δ — толщина детали; $[\sigma]_{см} = 280...320$ МПа.

2.3.1 Пример расчета

Крутящий момент с выходного вала редуктора посредством шпоночного соединения передается звездочке цепной передачи (нагрузка ударная). Определить допускаемую величину крутящего момента, которую может передать шпонка $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 40$ мм типа исполнения А, изготовленная из стали. Диаметр вала $d_в = 35$. (Допускаемые напряжения смятия принять равными 70 МПа).

Решение

Критерий работоспособности шпоночного соединения — прочность на смятие рабочих граней шпонки:

$$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}.$$

Расчетное уравнение в таком случае запишем в виде:

$$\sigma_{см} = \frac{2000T}{d_в(h-t_1)l_p} \leq [\sigma]_{см},$$

где $h - t_1$ — высота участка шпонки, выступающая над валом;

$l_p = l - b$ — рабочая длина шпонки (для шпонки исполнения А).

Тогда

$$\sigma_{см} = \frac{2000T}{d_в(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma]_{см},$$

откуда выразим крутящий момент как:

$$T_{max} \leq \frac{d_в(h-t_1)(l-b)[\sigma]_{см}}{2000}.$$

Подставив числовые значения в полученное уравнение, определим:

$$T_{max} = \frac{35 \cdot (8 - 5) \cdot (40 - 10) \cdot 70}{2000} = 140,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Ответ: $T_{max} = 140,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

2.3.2 Справочные данные

Таблица 2.14 — Рекомендации по выбору допускаемых напряжений смятия при расчете шпоночных соединений

Для подвижных соединений	Для неподвижных соединений	
	при переходных посадках	при посадках с гарантированным натягом
$\sigma_{см} = 20...30$ МПа	$\sigma_{см} = 100...120$ МПа – для втулки из стали; $\sigma_{см} = 70...80$ МПа – для втулки из чугуна.	$\sigma_{см} = 160...180$ МПа – для втулки из стали; $\sigma_{см} = 110...130$ МПа – для втулки из чугуна.

Таблица 2.15 — Шпонки призматические (рис. 2.50) по ГОСТ 23360-78, СТ СЭВ 129—75 (размеры, мм)

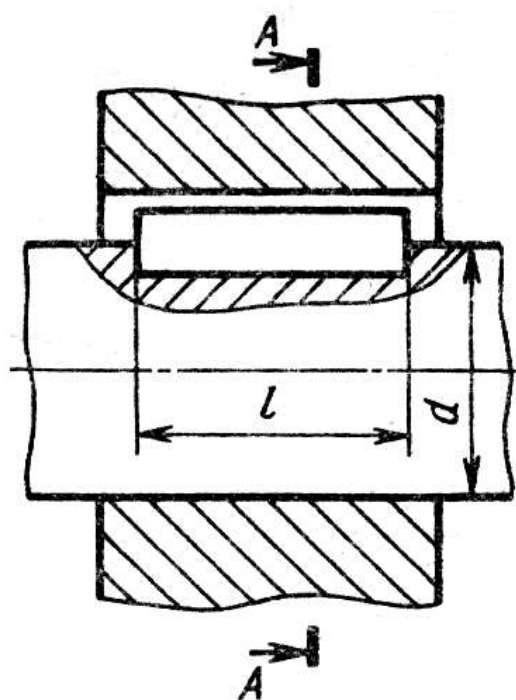
Диаметр вала d	Размеры шпонки			Глубина паза	
	b	h	l^*	t_1 (вал)	t_2 (втулка)
Свыше 12 до 17	5	5	10–56	3	2,3
» 17 » 22	6	6	14–70	3,5	2,8
» 22 » 30	8	7	18–90	4	3,3
Свыше 30 до 38	10	8	22–110	5	3,3
» 38 » 44	12	8	28–140	5	3,3
» 44 » 50	14	9	36–16	5,5	3,8
» 50 » 58	16	10	45–180	6	4,3
» 58 » 65	18	11	50–200	7	4,4
Свыше 65 до 75	20	12	56–220	7,5	4,9
» 75 » 85	22	14	63–250	9	5,4
» 85 » 95	25	14	70–280	9	5,4
* Размеры в указанных пределах брать из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360 мм.					

Таблица 2.16 — Шпонки сегментные (рис. 2.51) по ГОСТ 24071–80, СТ СЭВ 647—77 (размеры, мм)

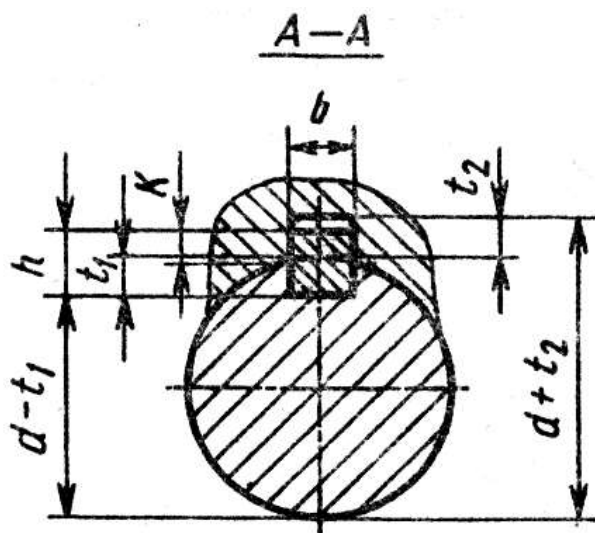
Диаметр вала d , мм	Размеры шпонки $b \times h \times R \times l$, мм	Глубина пазов, мм	
		t_1 (вал)	t_2 (втулка)
1	2	3	4
Св. 8 до 10	$3 \times 5 \times 6,5 \times 12,6$	3,8	1,4
<< 10 >> 12	$3 \times 6,5 \times 8 \times 15,7$	5,3	1,4
<< 12 >> 14	$4 \times 6,5 \times 8 \times 15,7$	5,0	1,8

Продолжение таблицы 2.16

1	2	3	4
<< 14 >> 16	$4 \times 7,5 \times 9,5 \times 18,6$	6,0	1,8
<< 16 >> 18	$5 \times 6,5 \times 8 \times 15,7$	4,5	2,3
<< 18 >> 20	$5 \times 7,5 \times 9,5 \times 18,6$	5,5	2,3
<< 20 >> 22	$5 \times 9 \times 11 \times 21,6$	7,0	2,3
<< 22 >> 25	$6 \times 9 \times 11 \times 21,6$	6,5	2,8
<< 25 >> 28	$6 \times 10 \times 12,5 \times 24,5$	7,5	2,8



исп. А



исп. Б

исп. В

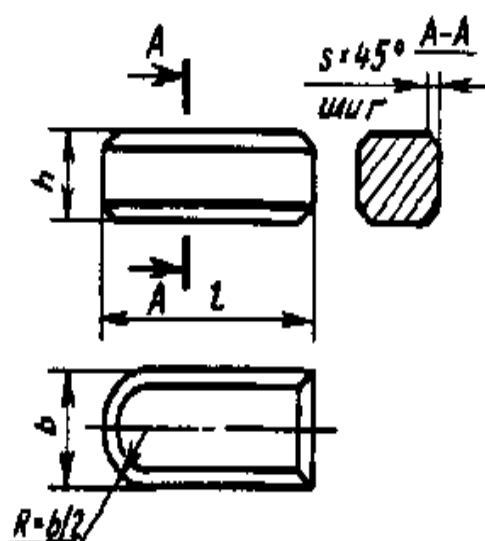
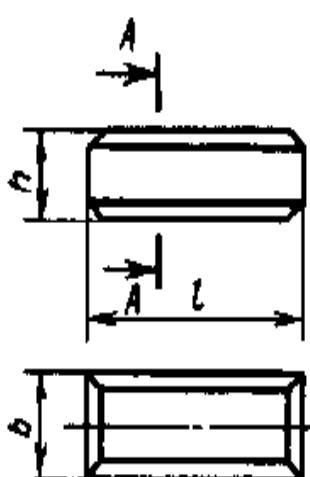
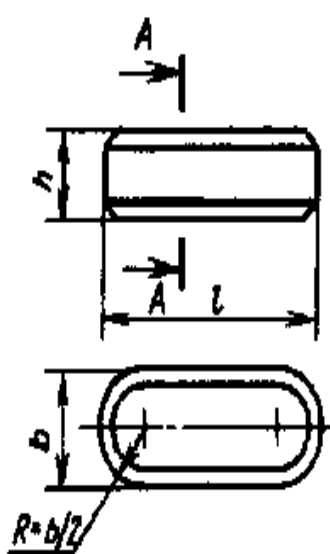


Рисунок 2.50 – Шпонки призматические

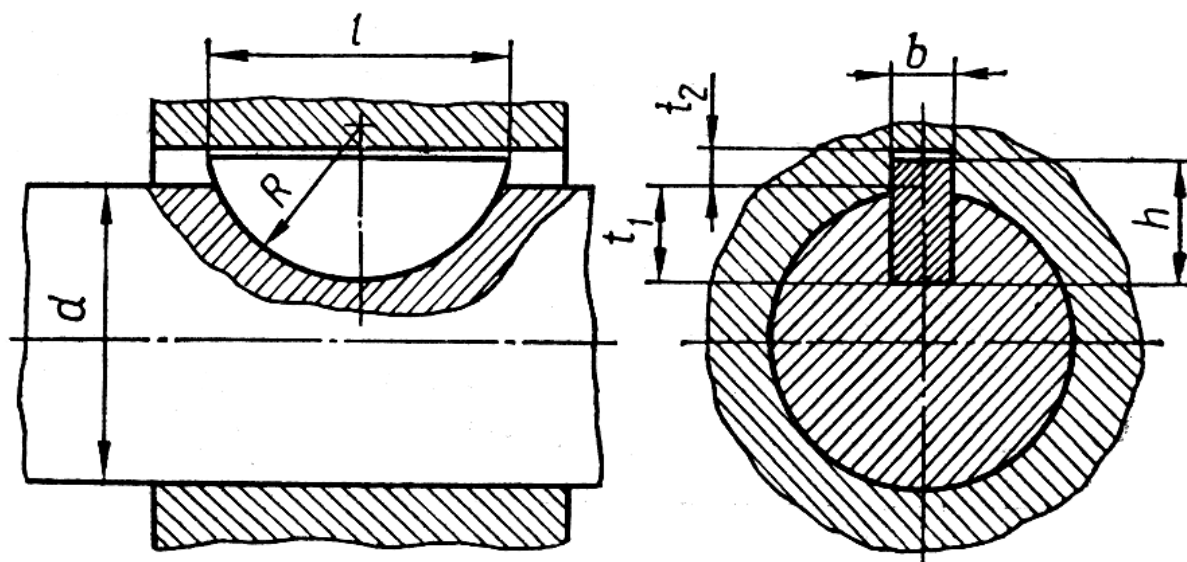


Рисунок 2.51– Шпонки сегментные

Таблица 2.17 — Шпонки клиновые (рис. 2.52) по ГОСТ 24068–80
(размеры, мм)

Диаметр вала d	Размеры шпонки		
	b	h	l
Св. 12 до 17	5	5	10–56
<< 17 >> 22	6	6	14–70
<< 22 >> 30	8	7	18–90
<< 30 >> 38	10	8	22–110
<< 38 >> 44	12	8	28–140
<< 44 >> 50	14	9	36–160
<< 50 >> 58	16	10	45–180
<< 58 >> 65	18	11	50–200
<< 65 >> 75	20	12	56–220
<< 75 >> 85	22	14	63–250
<< 85 >> 95	25	14	70–280
<< 95 >> 110	28	16	80–320
<< 110 >> 130	32	18	90–360

Примечание. Длину шпонки выбирают в указанных пределах из ряда: 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 125, 140, 160...

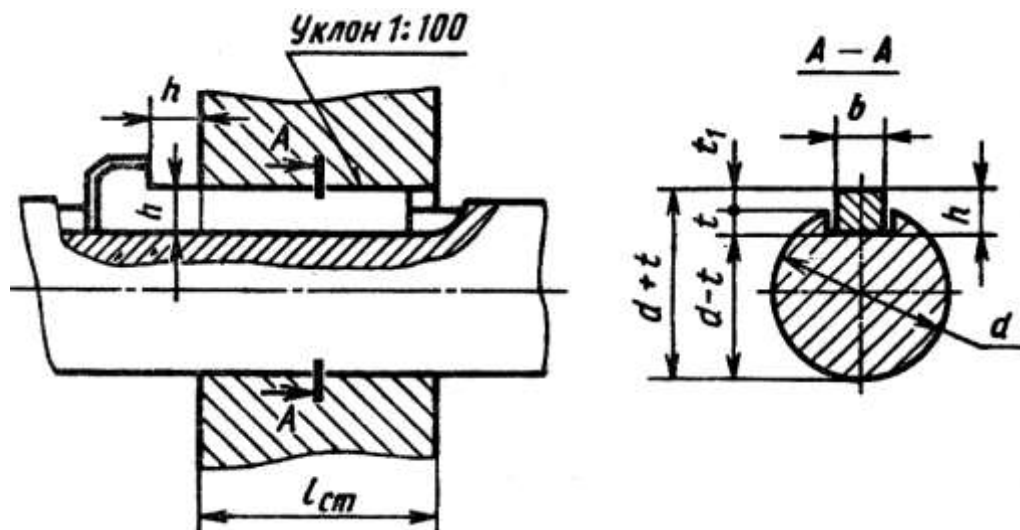


Рисунок 2.52 – Шпонки клиновые

Таблица 2.18— Рекомендации по выбору допускаемых напряжений смятия при расчете шлицевых соединений

Для подвижных соединений	Для неподвижных соединений	
	без термообработки	после термообработки
$[\sigma]_{см} = 40$ МПа – при спокойной нагрузке, если рабочие поверхности подвергнуты специальной термической и термохимической обработке. При переменной и ударной нагрузках указанные значения снижаются на 30...50%.	$[\sigma]_{см} = 100$ МПа, при спокойной нагрузке.	Указанные значения увеличиваются на 30...50%.

Таблица 2.19 — Основные геометрические параметры шлицевых прямобоочных соединений (рис. 2.53) по ГОСТ 1139-80 (размеры, мм)

d	Легкая серия				Средняя серия				Тяжелая серия			
	D	b	z	f	D	b	z	f	D	b	z	f
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
11	—	—	—	—	14	3	6	0,3	—	—	—	0,3
13	—	—	—	—	16	3		0,3	—	—	—	0,3
16	—	—	—	—	20	4		0,4	20	2,5	10	0,3
18	—	—	—	—	22	5		0,4	23	3	10	0,4
21	—	—	—	—	25	5		0,4	26	3	10	0,4
23	26	6	6	0,2	28	6		0,4	29	4	10	0,4
26	30	6	6	0,3	32	6		0,4	32	4	10	0,4
28	32	7	6	0,3	34	7		0,4	35	4	10	0,4

Продолжение таблицы 2.19

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
32	36	6		0,4	38	6		0,4	40	5	10	0,4
36	40	7		0,4	42	7		0,4	45	5	10	0,5
42	46	8		0,4	48	8		0,4	52	6	10	0,5
46	50	9	8	0,4	54	9	8	0,5	56	7	10	0,5
52	58	10		0,5	60	10		0,5	60	5	16	2,5
56	62	10		0,5	65	10		0,5	65	5	16	0,5
62	68	12		0,5	72	12		0,5	72	6	16	0,5
72	78	12		0,5	82	12		0,5	82	7	16	0,5
82	88	12	10	0,5	92	12	10	0,5	92	6	20	0,5
92	98	14		0,5	102	14		0,5	102	7	20	0,5

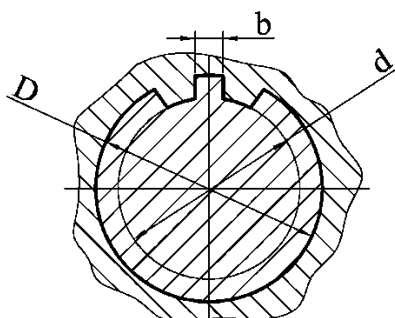


Рисунок 2.53 – Шлицевые прямобочные соединения

Таблица 2.20 — Основные геометрические параметры шлицевых эвольвентных соединений (рис. 2.54) по ГОСТ 6033-80 (размеры, мм)

D	Число зубьев z при модуле m					D	Число зубьев z при модуле m				
	0,8*	1	1,5	2*	2,5		2*	2,5	3,0	5*	10
20	23	18	12	8	6	65	31	24	20	15	—
22	26	20	14	9	7	70	34	26	22	12	—
25	30	24	15	11	8	75	36	28	24	13	—
28	34	26	17	12	10	80	38	30	25	14	6
30	36	28	18	13	10	85	41	32	27	15	7
32	38	30	20	14	11	90	44	34	28	16	7
35	42	34	22	16	12	95	46	36	30	18	8
38	46	36	24	18	14	100	48	38	32	18	8
40	48	38	25	18	14	110	54	42	35	20	9
42	51	40	26	20	15	120	58	46	38	22	10
45	55	44	28	21	16	130	64	50	42	24	11
50	50	48	32	24	18	140	68	54	45	26	12
55	66	54	35	26	20	150	74	58	48	28	13
60	74	58	38	28	22	160	—	—	52	30	14

Примечания: 1 При выборе наружного диаметра и модуля предпочтительны значения, не отмеченные звездочкой.

2 Числа зубьев, заключенные в рамку, предпочтительны.

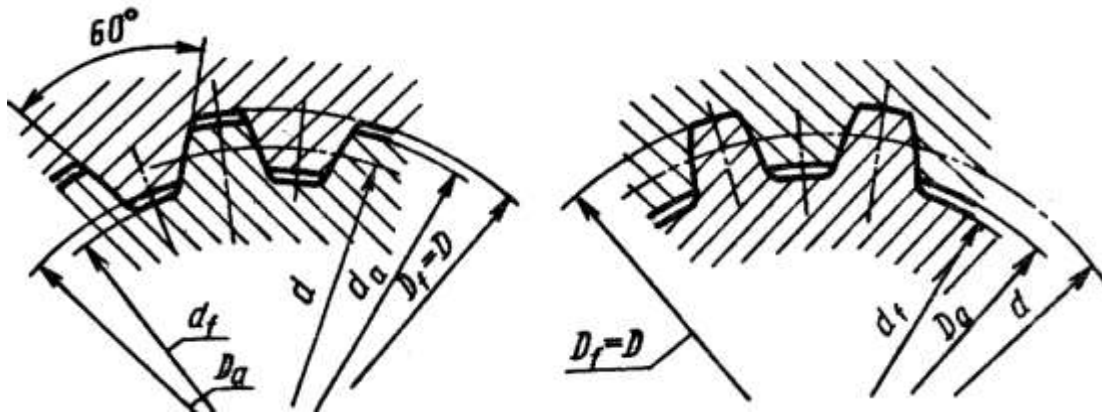


Рисунок 2.54 – Шлицевые эвольвентные соединения

2.3.3 Задачи для самостоятельного решения

Задача 2.35

Определить допускаемую величину крутящего момента на валу барабана (нагрузка с ударами), которую может передать шпонка $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 40$ мм типа исполнения А, изготовленная из стали. Диаметр вала $d_g = 35$, материал вала — сталь ($[\sigma]_{см} = 27$ МПа). Материал барабана — чугун (допускаемые напряжения смятия 70 МПа).

Задача 2.36

Подобрать и проверить на прочность призматическую шпонку для крепления зубчатого колеса редуктора (рис. 2.55), рассчитанного на передачу вращающего момента $T = 80$ Н·м. Колесо установлено на валу диаметром $d_g = 30$ мм, длина ступицы колеса $l_{ст} = 40$ мм, тип исполнения шпонки — А. Материал ступицы и шпонки — сталь (допускаемые напряжения $[\sigma]_{см} = 150$ МПа).

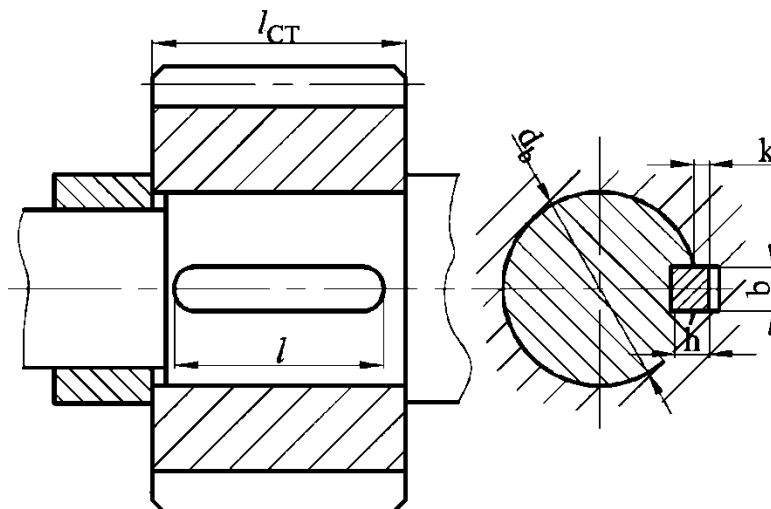


Рисунок 2.55

Задача 2.37

Определить окружную силу на колесе, при которой происходит срезание сегментной шпонки, крепящей зубчатое колесо на валу диаметром $d_g = 12$ мм (рис. 2.56). Диаметр начальной окружности колеса $d_w = 60$ мм, допускаемые напряжения среза $[\tau]_{cp} = 80$ МПа.

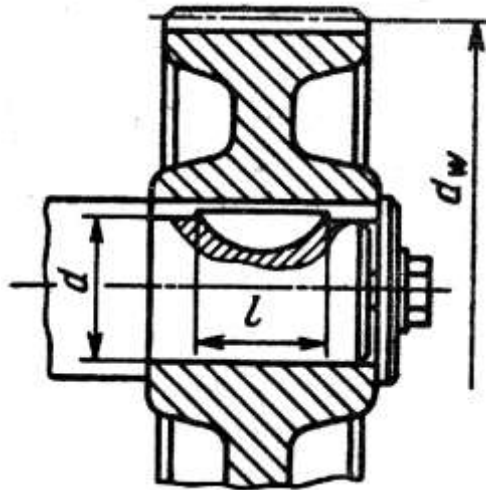


Рисунок 2.56

Задача 2.38

Чугунный шкив передачи соединен с валом диаметром $d = 15$ мм клиновой врезной шпонкой (рис. 2.57). Необходимо подобрать шпонку и найти предельный вращающий момент, который она может передать. Длина ступицы $l_{cm} = 20$ мм, материал шпонки и вала — сталь, коэффициент трения $f = 0,12$, напряжения смятия для материала шпонки $[\sigma]_{cm} = 150$ МПа, расчетный диаметр шкива $D = 63$ мм, окружная сила $F_t = 220$ Н.

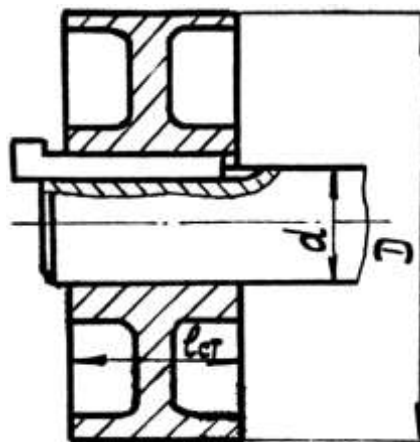


Рисунок 2.57

Задача 2.39

Зубчатое колесо передачи соединено с валом $d_g = 15$ мм посредством клиновой фрикционной шпонки шириной $b = 5$ мм и длиной $l_p = 14$ мм (рис. 2.58). Коэффициент трения $f = 0,15$. Определить напряжения смятия, если мощность на колесе $P = 0,75$ кВт, а частота его вращения $n = 630$ мин⁻¹.

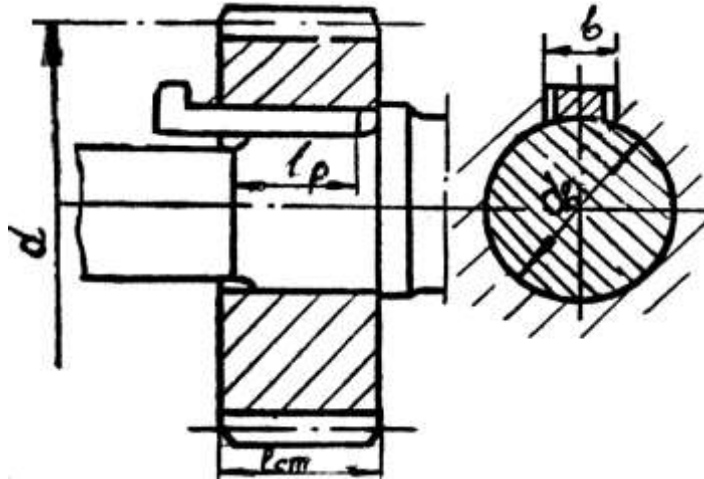


Рисунок 2.58

Задача 2.40

Для вала диаметром $d_g = 12$ мм, передающего вращающий момент, необходимо подобрать размеры призматической, сегментной, врезной клиновой шпонок и определить предельный момент, который могут передать эти шпонки из условия смятия контактирующих поверхностей. Приняты рабочая длина шпонок $l_p = 19$ мм, коэффициент сцепления $f = 0,16$, допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{см} = 120$ МПа.

Задача 2.41

Подобрать и проверить на прочность неподвижное шлицевое соединение с прямобочными шлицами, передающее крутящий момент $T = 20$ Н·м от вала к шестерне. Минимальный диаметр вала назначить из условия его прочности на кручение. Допускаемые напряжения на кручение $[\tau]_{кр} = 130$ МПа, допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{см} = 90$ МПа. При подборе параметров ориентироваться на соединения средней серии. Длину ступицы принять равной $1,5 d$.

Задача 2.42

Подобрать и проверить на прочность подвижное (под нагрузкой) шлицевое соединение коробки передач автомобиля, передающее момент $T = 200$ Н·м. Расчет провести для двух случаев: шлицевое соединение

прямобочное, имеющее внутренний диаметр $d = 18$ мм, и шлицевое соединение эвольвентное, имеющее наружный диаметр $D = 20$ мм. Длина ступицы шестерни $l_{cm} = l_p = 30$ мм. Условия эксплуатации допускают напряжение смятия $[\sigma]_{cm} = 45$ МПа. При выборе параметров ориентироваться на среднюю серию.

Задача 2.43

В каком соотношении будут находиться вращающие моменты, которые могут передать при одинаковых напряжениях шлицевые соединения $z \times d \times D$ легкой ($6 \times 26 \times 30$), средней ($6 \times 26 \times 32$) и тяжелой ($10 \times 26 \times 32$) серий? Длины ступиц принять одинаковыми.

Задача 2.44

Соединение зубчатого колеса с валом редуктора осуществляется при помощи цилиндрического штифта (рис. 2.59). Проверить штифт на прочность, если допускаемые напряжения $[\tau]_{cp} = 80$ МПа, мощность, передаваемая шестерней, $P = 2,5$ кВт, частота вращения шестерни $n = 400$ мм, диаметр штифта $d_{ш} = 8$ мм, диаметр вала $d_g = 25$ мм.

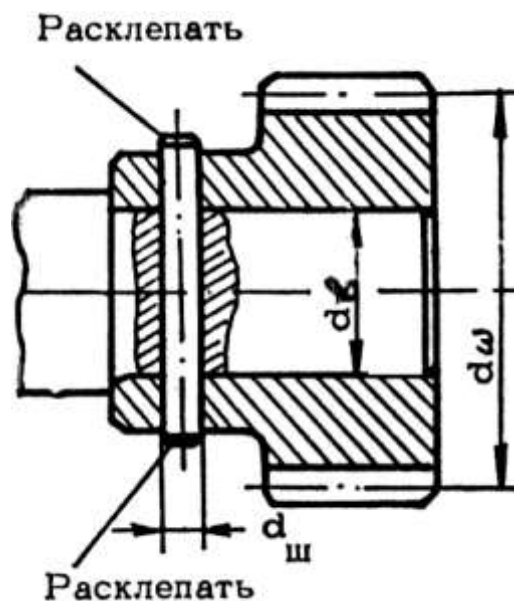


Рисунок 2.59

Задача 2.45

Зубчатое колесо закреплено на валу с диаметром $d_g = 25$ мм при помощи одного цилиндрического штифта диаметром $d_{ш} = 6$ мм и длиной $l_{ш} = 38$ мм (рис. 2.60). При перегрузке передачи штифт оказался срезанным. Определить окружное усилие на колесе с диаметром $d_w = 60$ мм. Предел прочности материала штифта на срез $[\tau]_{cp} = 350$ МПа.

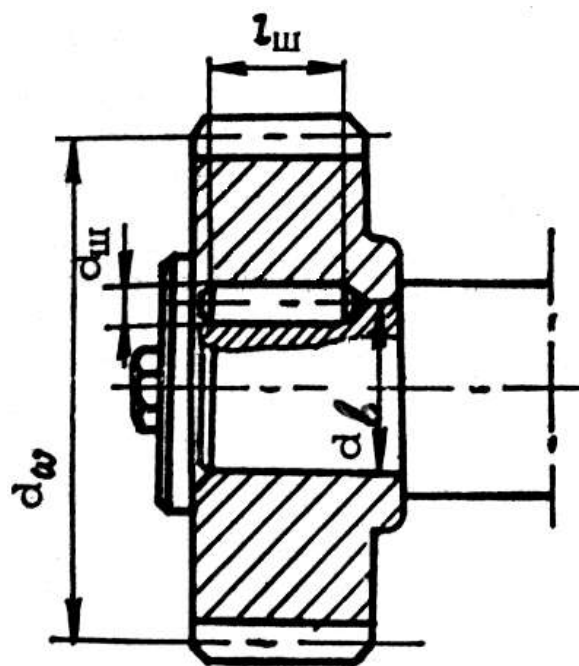


Рисунок 2.60

3 МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Принятые обозначения

Величина	Обозначение
1	2
Мощность, кВт	P
Частота вращения, мин ⁻¹	n
Коэффициент полезного действия	η
Окружная скорость, м/с	V
Скорость скольжения, м/с	V_s
Угловая скорость, рад/с	ω
Передаточное отношение	u
Число зубьев	z
Число заходов червяка	z_1
Коэффициент диаметра червяка, мм	q
Коэффициент трения (приведенный)	$f (f')$
Приведенный угол трения	ρ'
Модуль, мм:	
- окружной	$m(m_t)$
- нормальный	m_n
Ширина зубчатого венца, мм	b
Межосевое расстояние, мм	a
Диаметры, мм:	
- основной	d_w
- делительный	d
- вершин	d_a
- впадин	d_f
Коэффициент смещения исходного контура	x
Шаг, мм:	
- окружной	p
- осевой	p_a
- торцовый	p_s
Угол зацепления (угол профиля), град	$\alpha_w (\alpha)$
Угол подъема витка червяка, град	γ
Угол наклона линии зуба, град	β
Угол пересечения осей, град	δ

1	2
Конусное расстояние, мм	R_e
Среднее конусное расстояние, мм	R_m
Коэффициент переменности шага	k_p
Коэффициент ширины зубчатого венца:	
- относительно модуля	ψ_{bm}
- относительно диаметра	ψ_{bd}
- относительно межосевого расстояния	ψ_{ba}
- относительно конусного расстояния	K_{be}
Сила, Н:	
- нормальная	F_n
- окружная	F_t
- радиальная	F_r
- осевая	F_a
Момент крутящий, Н·м	T
Напряжения, МПа:	
- контактные	σ_H
- изгибные	σ_F
Коэффициент нагрузки при расчетах:	
- на контактную прочность	K_H
- на изгибную прочность	K_F
Коэффициенты:	
- материала	Z_M
- формы профиля	Z_H
- суммарной длины контактных линий	Z_ε
- торцового перекрытия	ε_α
- формы зуба	Y_F
- суммарный, МПа ^{1/3}	$K_a (K_d)$
Температура, °С	t
Коэффициент теплоотдачи, кВт/(м ² ·°С)	K_T

3.1 Общие характеристики передач

Особенности каждой передачи и ее применение определяют ее характеристики (рис. 3.1, табл. 3.1).

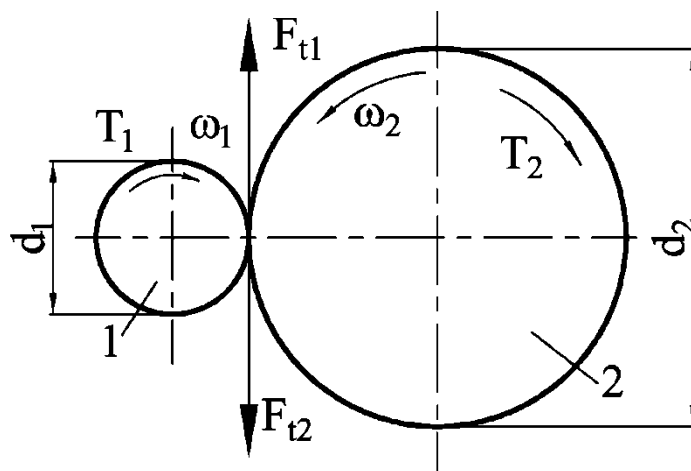


Рисунок 3.1 — Схема передачи круговращательного движения

Таблица 3.1 — Основные характеристики передач

Параметр	Формула
Мощность на валах, кВт	$P = \frac{F_t V}{1000} = \frac{T \cdot n}{9550}$
Частота вращения ведущего и ведомого валов, мин ⁻¹	n_1, n_2
Механический КПД:	
- одноступенчатой передачи	$\eta = \frac{P_2}{P_1}$
- многоступенчатой передачи	$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_n$
Окружная скорость звена, м/с	$V = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000}$
Окружная сила, Н	$F_t = 1000 \frac{P}{V} = 2000 \frac{T}{d}$
Крутящий момент, Н·м	$T = 9550 \frac{P}{n} = F_t \frac{d}{2000}$
Передаточное отношение:	
- одноступенчатой передачи	$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{T_2}{T_1 \eta}$
- многоступенчатой передачи	$u_{\Sigma} = u_1 \cdot u_2 \dots u_n$

3.1.1 Пример расчета

Лента транспортера (рис. 3.2) имеет максимальную тяговую силу $F_t = 3,55$ кН и перемещается со скоростью $V = 1,24$ м/с. Определить требуемую мощность электродвигателя и мощности на валах редуктора, если КПД ременной передачи $\eta_p = 0,95$, зубчатой — $\eta_z = 0,97$, цепной — $\eta_{\text{ц}} = 0,95$, одной пары подшипников качения редуктора $\eta_n = 0,99$. Редуктор имеет две пары подшипников качения, барабан конвейера — одну пару.

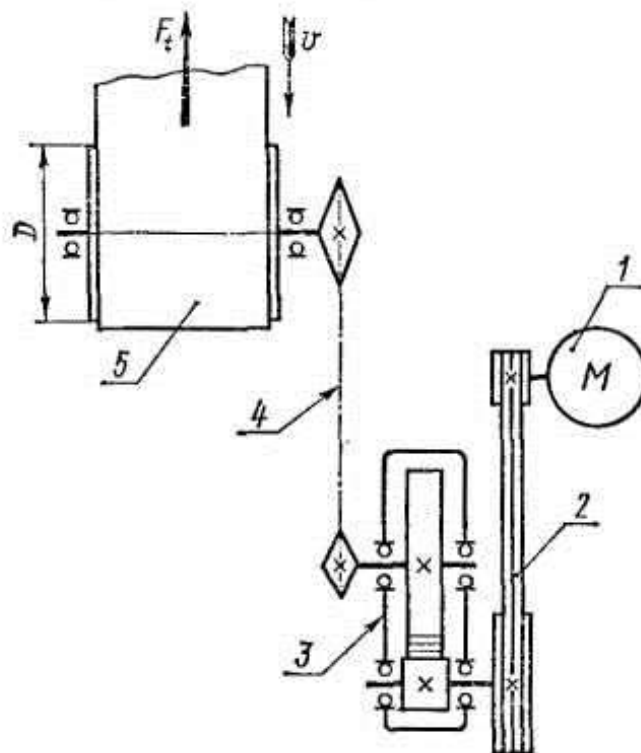


Рисунок 3.2 — Схема транспортера

Решение

Мощность на барабане можно определить как:

$$P_6 = \frac{F_t V}{1000} = \frac{3550 \cdot 1,24}{1000} = 4,4 \text{ кВт.}$$

Общий КПД привода конвейера равен:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_p \eta_z \eta_{\text{ц}} \eta_n^i = 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 0,99^3 = 0,845,$$

где $i = 3$ — количество пар подшипников.

Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{\text{э.дв}} = \frac{P_{\text{б}}}{\eta_{\Sigma}} = \frac{4,4}{0,845} = 5,2 \text{ кВт.}$$

Мощность на быстроходном валу редуктора (на валу шестерни):

$$P_1 = P_{\text{э.дв}} \eta_p \eta_n = 5,2 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 4,9 \text{ кВт.}$$

Мощность на тихоходном валу редуктора (на валу колеса):

$$P_2 = P_{\text{э.дв}} \eta_p \eta_3 \eta_n^2 = 5,2 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,99^2 = 4,7 \text{ кВт.}$$

Ответ: $P_{\text{э.дв}} = 5,2 \text{ кВт}$, $P_1 = 4,9 \text{ кВт}$, $P_2 = 4,7 \text{ кВт}$.

3.1.2 Задачи для самостоятельного решения

Задача 3.1

Сила натяжения каната на барабане лебедки $F_t = 3000 \text{ Н}$, диаметр барабана $d_{\text{б}} = 500 \text{ мм}$, частота вращения барабана $n_{\text{б}} = 120 \text{ мин}^{-1}$, передаточное число редуктора $U = 8$, КПД лебедки $\eta = 0,8$ (рис. 3.3). Рассчитайте частоту вращения вала электродвигателя, вращающий момент и мощность на его валу.

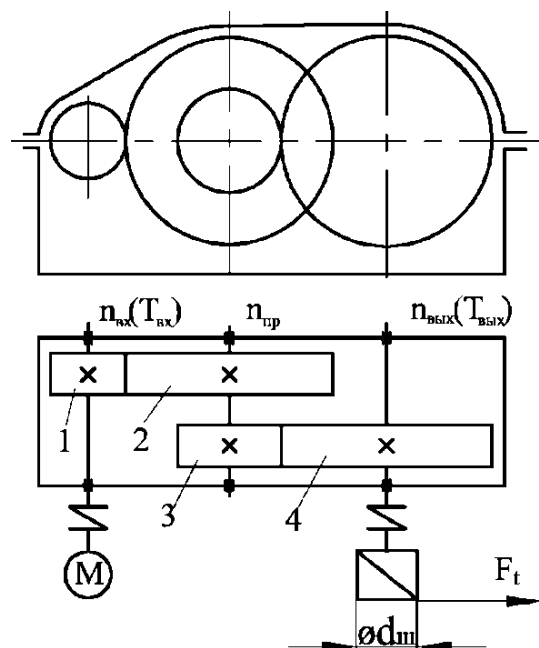


Рисунок 3.3

Задача 3.2

Лента конвейера огибает приводной барабан диаметром $d_6 = 400$ мм. Натяжение ветвей ленты: ведущей — $F_1 = 5000$ Н, ведомой — $F_2 = 2500$ Н, скорость ленты $V = 1,5$ м/с (рис. 3.4). Рассчитайте частоту вращения барабана, вращающий момент и мощность на его валу.

Примечание: $F_t = F_1 - F_2$.

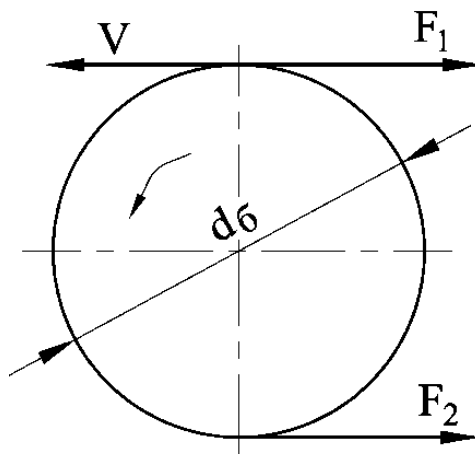


Рисунок 3.4

Задача 3.3

В передачах двухступенчатого редуктора с цилиндрическими зубчатыми колесами начальные диаметры: ведущего элемента (шестерни) первой ступени — $d_1 = 32$ мм, ведущего элемента (шестерни) второй ступени — $d_3 = 52$ мм. Частоты вращения валов: ведущего (входного) — $n_{вх} = 1420$ мин⁻¹, промежуточного — $n_{пр} = 284$ мин⁻¹, ведомого (выходного) — $n_{вых} = 90$ мин⁻¹. Рассчитайте: передаточные числа пар первой и второй ступеней, начальные диаметры ведомых элементов (колес) первой и второй ступеней, окружные скорости колес первой и второй ступеней (см. рис. 3.3).

Задача 3.4

Определить передаточное число редуктора приводной станции ленточного конвейера, схема которой представлена на рис. 3.2. Скорость движения ленты $V = 0,75$ м/с, диаметр барабана $d_6 = 350$ мм; асинхронное число оборотов вала электродвигателя $n_1 = 930$ мин⁻¹.

Задача 3.5

Вращающий момент на быстроходном (ведущем) валу двухступенчатого редуктора $T_1 = 40$ Н м. Рассчитайте вращающий момент на выходном валу (см. рис. 3.3), если известны начальные диаметры зубчатых

колес редуктора: шестерни первой ступени $d_1 = 44$ мм, колеса первой ступени $d_2 = 176$ мм, шестерни второй ступени $d_3 = 80$ мм, колеса второй ступени $d_4 = 200$ мм, КПД пары подшипников качения $0,99$; КПД пары зубчатых колес $0,97$.

Задача 3.6

Определить частоту вращения конического колеса и частоту вращения цилиндрического колеса, а также момент на выходном валу, если известны: мощность электродвигателя $P_{э/дв} = 11$ кВт, частота вращения вала электродвигателя $n_{э/дв} = 1450$ мин⁻¹, диаметр ведущего шкива $d_1 = 100$ мм, диаметр ведомого шкива $d_2 = 250$ мм, передаточное число редуктора $U_{ред} = 10$, передаточное число пары 3—4 $U_{3-4} = 2$ (рис. 3.5). Для справки: КПД ременной передачи равен $0,96$; КПД редуктора — $0,91$.

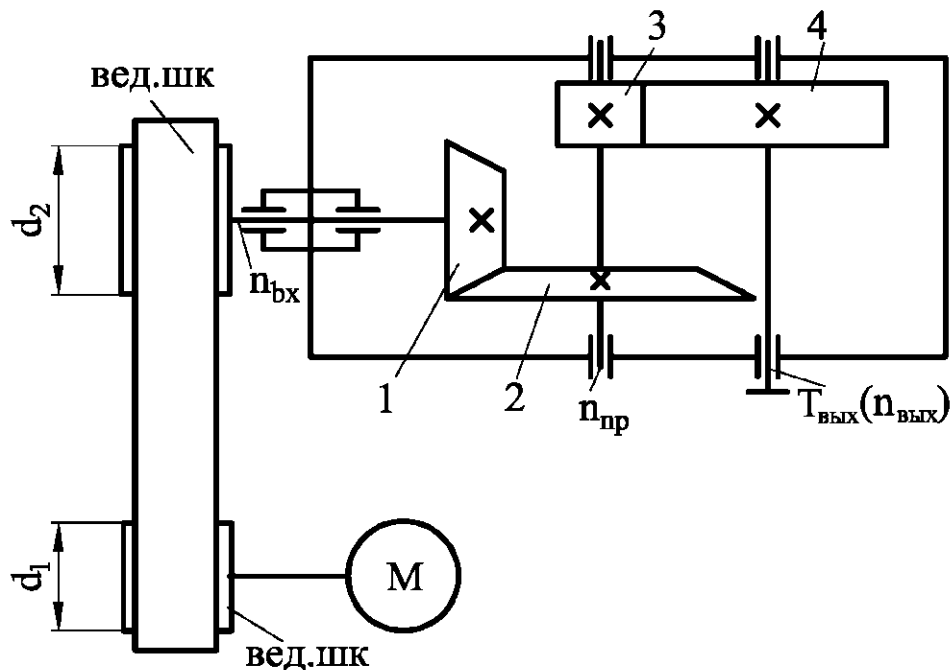


Рисунок 3.5

3.2 Основные параметры зацепления колес с эвольвентными зубьями

Основные параметры эвольвентного зацепления приведены на рис. 3.6 и в табл. 3.2.

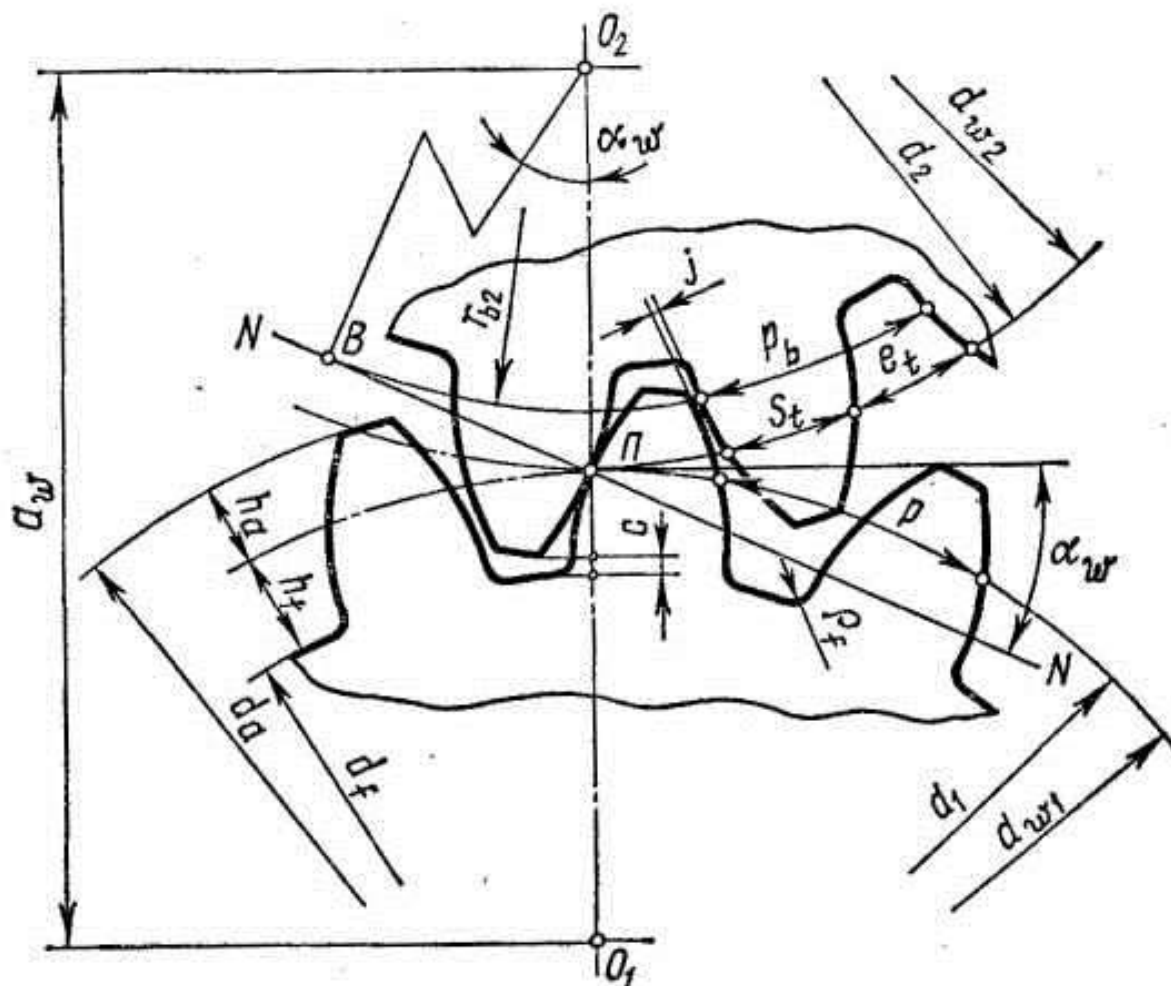


Рисунок 3.6 — Основные геометрические параметры эвольвентного зацепления

Таблица 3.2 — Основными параметрами эвольвентного зацепления

Параметр 1	Формула 2
Угол профиля делительный α	$\alpha = 20^\circ$
Диаметр делительной окружности, мм	$d = \frac{p}{\pi} z = mz$
Межосевое расстояние пары зубчатых колес, мм	$a = \frac{d_2}{2} \pm \frac{d_1}{2}$
Окружной шаг зубьев, мм	p

Продолжение таблицы 3.2

1	2
Число зубьев	$z_{min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha}$
Толщина зуба s_t и ширина впадины e_t , мм	$s_t + e_t = p$
Окружной модуль зубьев, мм	$m = p/\pi$ (табл. 3.3)
Высота головки h_a и ножки h_f зуба	$h_f = h_a + c$, где c — радиальный зазор, равный $c = 0,25m$ для цилиндрических колес и $c = 0,20m$ для конических.
Диаметры окружностей:	
- вершин зубьев d_a	$d_a = d + 2h_a = d + 2m$
- впадин зубьев d_f	$d_f = d - 2h_f = d - 2(1 + c)m$
Коэффициент торцового перекрытия	$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta$, где $\beta = 0^\circ$ для прямозубых колес.

3.2.1 Справочные данные

Таблица 3.3 — Модули зубьев m

Ряды	Модули, мм							
1	1,0	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5
2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5
1	6	8	10	12	16	20	25	—
2	7	9	11	14	18	22	28	—
Примечания: 1 Приведенные значения модулей распространяются на цилиндрические и конические прямозубые зубчатые колеса. 2 При назначении величин модулей первый ряд следует предпочитать второму.								

3.2.2 Задачи для самостоятельного решения

Задача 3.7

Число зубьев прямозубого цилиндрического колеса $z = 22$, его модуль $m = 2,5$ мм. Рассчитайте радиус кривизны эвольвенты профиля в точке, соответствующей полюсу, при стандартном значении угла зацепления и при изменении угла зацепления на $\alpha_1 = 15^\circ$. Во сколько раз изменится величина радиуса?

Задача 3.8

Рассчитайте угол зацепления передачи прямозубыми цилиндрическими колесами, если число зубьев одного из колес $z = 30$ и диаметр его основной окружности равен диаметру окружности впадин.

Задача 3.9

Прямозубое цилиндрическое колесо, приводящее в движение секундную стрелку часового механизма, делает 1 оборот за 1 минуту. Частота качания анкерной вилки 1 с, и при каждом цикле колесо поворачивается на 2 зуба с перемещением по дуге делительной окружности $S = 3,1416$ мм. Рассчитайте наружный диаметр и высоту зуба колеса.

Задача 3.10

Механизм подачи заготовок в штамп состоит из толкателя с нарезанной на нем зубчатой рейкой. Толкатель приводится в движение прямозубым цилиндрическим колесом, которое при ходе толкателя $h = 145$ мм делает 0,25 оборота. Рассчитайте делительный диаметр колеса, его число зубьев и частоту вращения, если модуль зацепления $m = 3$ мм, а время подачи заготовки 1 с.

Задача 3.11

При каком числе зубьев для зубчатого колеса нормального зацепления выполняется условие $d_b < d_f$?

Задача 3.12

Рассчитать размеры зубчатой пары для случаев внешнего и внутреннего зацеплений: делительные диаметры, диаметры окружностей выступов и впадин, диаметры основных окружностей шестерни и колеса, межосевое расстояние передачи, если известны числа зубьев $z_1 = 18$, $z_2 = 47$, и модуль $m = 2,5$ мм.

Задача 3.13

Определить передаточное число, частоту вращения выходного вала для двух зубчатых передач, схемы которых представлены на рис. 3.7. Указать, какое влияние оказывает промежуточное зубчатое колесо z_2

на величину передаточного числа и на направление вращения ведомого вала. Числа зубьев: $z_1 = 20$; $z_2 = 25$; $z_3 = 85$. Частота вращения входного вала $n_1 = 680$ мин⁻¹.

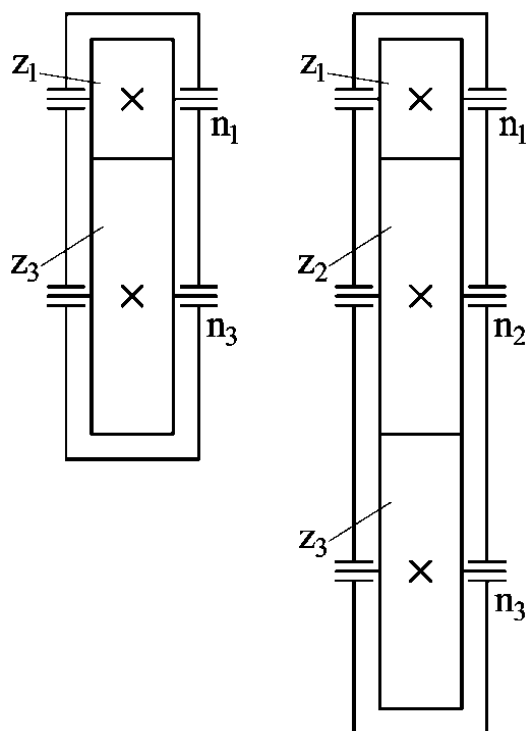


Рисунок 3.7

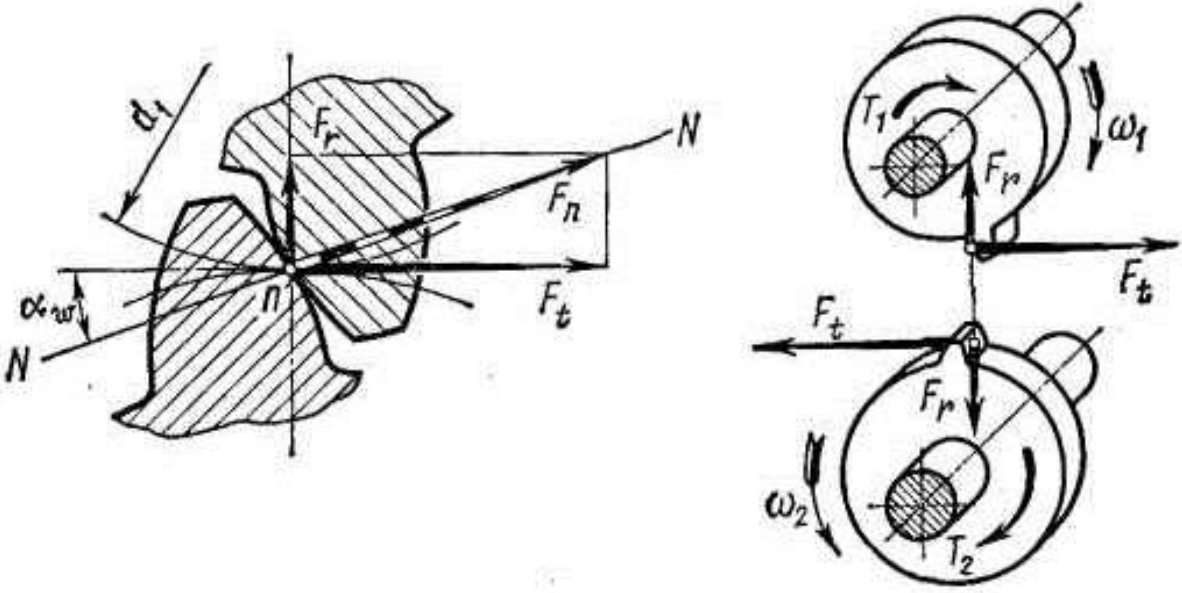
3.3 Передачи прямозубыми цилиндрическими колесами

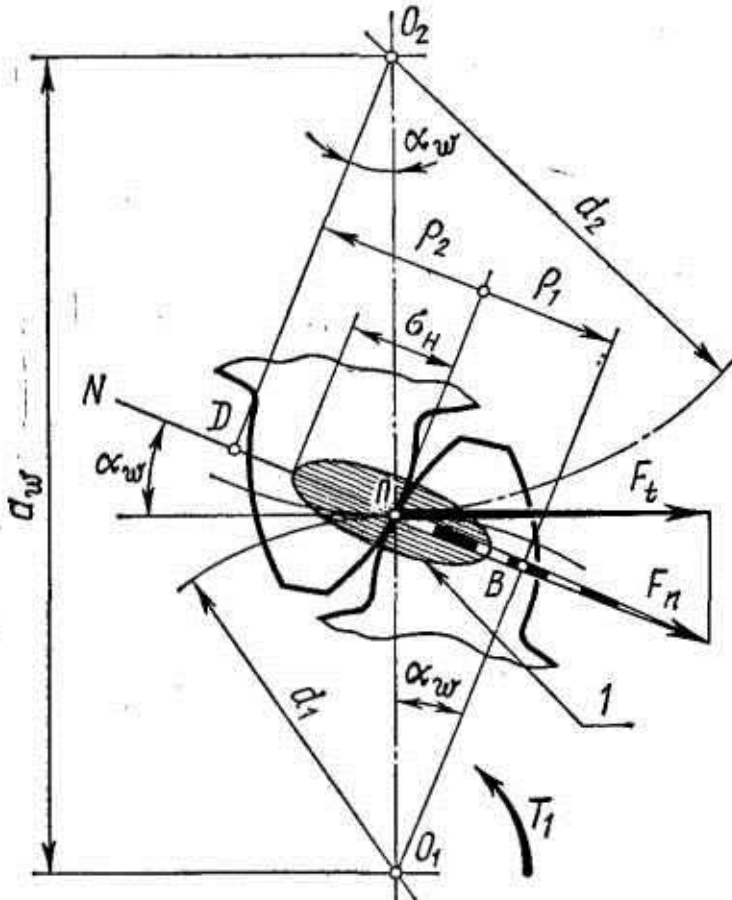
Основные формулы, используемые при расчете передач прямозубыми цилиндрическими колесами, сведены в таблицу 3.4 и представлены на рис. 3.8–3.10.

Таблица 3.4 — Основные расчетные формулы

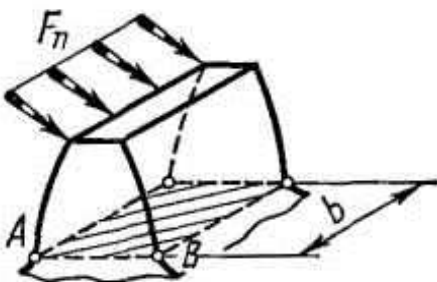
Параметр	Формула
1	2
Основные характеристики передачи	
Модуль, мм	$m = p/\pi$ — стандартизирован
Делительный диаметр, мм	$d = mz$
Диаметр выступов, мм	$d_a = d + 2m$
Диаметр впадин, мм	$d_f = d - 2,5m$

Продолжение таблицы 3.4

1	2
Межосевое расстояние, мм	$a = \frac{d_1}{2} \pm \frac{d_2}{2} = \frac{d_1}{2} (u \pm 1) = \frac{mz_1}{2} (u \pm 1) = \frac{d_2}{2} \cdot \frac{u \pm 1}{2u}$
Угол наклона линии зуба, град	$\beta = 0^\circ$
Ширина зубчатого венца, мм	$b = \psi_{ba} a = \psi_{bd_1} d_1 = \psi_{bm} m$
Передаточное отношение	$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$
Силы в зацеплении	
	
Рисунок 3.8	
окружная, Н	$F_t = 2000 \frac{T}{d} = 1000 \frac{P}{V} = 1000 \frac{T}{a} (u \pm 1)$
радиальная, Н	$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha$
осевая, Н	$F_a = 0$
нормальная, Н	$F_n = F_t / \cos \alpha$
Расчеты на прочность	
Условие усталостной контактной прочности	$\sigma_H \leq [\sigma]_H$

1	2
	 Рисунок 3.9
Контактные напряжения, МПа:	$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{r1} K_H (u \pm 1)}{d_1 b u}};$ $\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2000 T_1 K_H (u \pm 1)}{b u}};$ $\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_2} \sqrt{\frac{2000 T_2 K_H (u \pm 1)}{b}};$ $\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_1 K_H (u \pm 1)}{n_1 b u}};$ $\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_2} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_2 K_H (u \pm 1)}{n_2 b}};$

Продолжение таблицы 3.4

1	2
Коэффициенты:	$Z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1-\mu^2)}};$ $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}};$ $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}.$
Условие изгибной прочности	$\sigma_F \leq [\sigma]_F$
Напряжение изгиба, МПа  Рисунок 3.10	$\sigma_F = Y_F \frac{2000TK_F}{dbm}$
Коэффициенты	$Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{z}$
Проектировочные расчеты	
Межосевое расстояние из условия усталостной контактной прочности, мм	$a \geq K_a \sqrt[3]{9550(u \pm 1) \sqrt{\frac{P_1 K_H}{u n_1 \psi_{ba} [\sigma]_H^2}}};$ $a \geq K_{ap} (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{P_2 K_H}{u^2 n_2 \psi_{ba} [\sigma]_H^2}}$
Коэффициенты:	$K_a = \sqrt[3]{\frac{2000}{4} (Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2}, \text{ МПа}^{1/3};$ $K_{ap} = K_a \sqrt[3]{9550} \text{ МПа}^{1/3}$
Модуль из условия изгибной прочности, мм	$m \geq \sqrt[3]{Y_{F1} \frac{2000T_1 K_F}{z_1^2 \psi_{bd1} [\sigma]_F}};$ $m \geq \sqrt[3]{Y_{F1} \frac{1000T_1 K_F (u \pm 1)}{ab [\sigma]_F}}$

3.3.1 Пример расчета

Пример 1

Пара прямозубых цилиндрических колес передает мощность $P_1 = 4$ кВт при частоте вращения шестерни $n_1 = 960$ мин⁻¹. Межосевое расстояние пары $a = 160$ мм, передаточное число $U = 4$. Рассчитайте силы в зацеплении.

Решение

В зацеплении прямозубыми цилиндрическими зубчатыми колесами нормальная сила F_n раскладывается на две силы: окружную F_t и радиальную F_r (рис. 3.11).

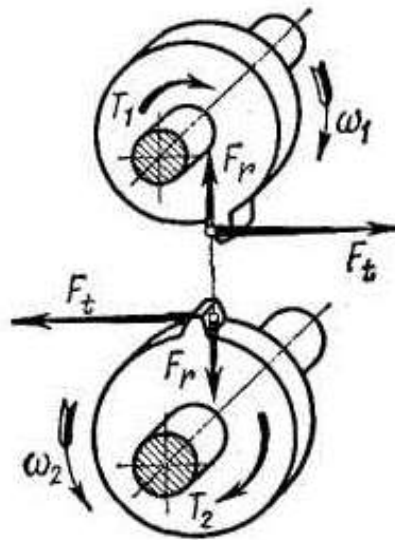


Рисунок 3.11 — Силы в зубчатом зацеплении

Окружная сила определяется по формуле:

$$F_{t1} = 1000 \frac{P_1}{V_1},$$

где окружная скорость определяется как:

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}.$$

Диаметр шестерни определим, зная межосевое расстояние и передаточное отношение, из условия:

$$a = \frac{d_1}{2}(u + 1).$$

Таким образом, делительный диаметр шестерни равен:

$$d_1 = \frac{2a}{(u+1)} = \frac{2 \cdot 160}{4+1} = 64 \text{ мм},$$

окружная скорость шестерни:

$$V_1 = \frac{3,14 \cdot 64 \cdot 960}{60000} = 3,21 \text{ м/с},$$

а окружная сила:

$$F_{t_1} = 1000 \frac{4}{3,21} = 1246 \text{ Н}.$$

Зная окружную силу, определяем остальные силы в зацеплении:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha = 1246 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 453 \text{ Н};$$

$$F_n = F_t / \cos \alpha = 1246 / \cos 20^\circ = 1325 \text{ Н}.$$

Ответ: $F_{t_1} = 1246 \text{ Н}$, $F_r = 453 \text{ Н}$, $F_n = 1325 \text{ Н}$.

Пример 2

Определить контактные напряжения, возникающие в зубьях колес одноступенчатого прямозубого цилиндрического редуктора, и дать заключение о пригодности редуктора для передачи заданной мощности, если известны: передаваемая мощность $P_1 = 22 \text{ кВт}$, частота вращения входного вала $n_1 = 960 \text{ мин}^{-1}$, модуль зацепления $m = 5 \text{ мм}$, числа зубьев шестерни и колеса — $z_1 = 22$ и $z_2 = 78$, ширина зубчатого венца колеса $b_2 = 62 \text{ мм}$, коэффициент нагрузки $K_H = 1,5$, допускаемые напряжения на контактную прочность $[\sigma]_H = 495 \text{ МПа}$, коэффициент материала колес — $275 \text{ МПа}^{1/2}$, $Z_\varepsilon = 0,9$.

Решение

Контактные напряжения на зубьях колес определяем по формуле:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{P_1 K_H (u+1) \cdot 2 \cdot 9,55 \cdot 10^6}{n_1 \cdot b \cdot u}},$$

$$\text{где } u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{78}{22} = 3,5;$$

$$d_1 = mz_1 = 5 \cdot 22 = 110 \text{ мм};$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2}{\sin 2 \cdot 20^\circ}} = 1,76.$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, определим как:

$$K_\varepsilon = \frac{3}{4 - \varepsilon_\alpha} = \frac{3}{4 - 1,69} = 1,298,$$

$$\text{где } Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon}} = \sqrt{\frac{1}{1,298}} = 0,88;$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{78} \right) \right] \cos 0^\circ = 1,69.$$

Подставив числовые значения, получим:

$$\sigma_H = 1,76 \cdot 275 \cdot 0,88 \frac{1}{110} \sqrt{\frac{22 \cdot 1,5(3,5 + 1) \cdot 2 \cdot 9,55 \cdot 10^6}{960 \cdot 62 \cdot 3,5}} = 451 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 451 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 495 \text{ МПа}.$$

Значит, контактная усталостная прочность обеспечена.

Ответ: $\sigma_H = 451 \text{ МПа}$.

3.3.2 Задачи для самостоятельного решения

Размерные характеристики передач

Задача 3.14

Межосевое расстояние пары прямозубых цилиндрических колес $a = 160$ мм, наружный диаметр (диаметр окружности выступов) шестерни $d_{a1} = 88$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 20$. Рассчитайте передаточное число зубчатой пары U .

Задача 3.15

В передаче цилиндрическими прямозубыми колесами с внутренним зацеплением число зубьев шестерни $z_1 = 18$, модуль $m = 10$ мм, межосевое расстояние $a = 140$ мм. Рассчитайте делительные диаметры колес пары и ее передаточное число.

Задача 3.16

Общее передаточное число двухступенчатого соосного цилиндрического редуктора $U_{\Sigma} = 20$. Межосевое расстояние быстроходной и тихоходной пар $a = 240$ мм. Передаточное число быстроходной пары $U_{1-2} = 5$. Рассчитайте делительные диаметры колес редуктора и уточните передаточные числа его ступеней. Модули зацепления I и II ступеней m одинаковы.

Задача 3.17

Передаточное число прямозубой цилиндрической передачи $U = 2,8$. Контактная выносливость зубьев обеспечивается при межосевом расстоянии $a = 140$ мм, а изгибная выносливость — при модуле $m = 2$ мм. Рассчитайте числа зубьев колес пары, ее фактическое передаточное число и погрешность передаточного числа в процентах к заданному.

Задача 3.18

Двухступенчатый цилиндрический соосный зубчатый редуктор состоит из быстроходной пары 1-2 внешнего зацепления и тихоходной 3-4 внутреннего зацепления. По известным параметрам – межосевому расстоянию $a = 150$ мм, передаточному числу редуктора $U_p = 20$, передаточному числу $U_{3-4} = 5$, модулю зацепления $m = 2,5$ мм — определить передаточное число пары 1-2, передачи и число зубьев зубчатых колес.

Силы в зацеплении прямозубых цилиндрических колес

Задача 3.19

Пара прямозубых цилиндрических колес передает мощность $P_1 = 4$ кВт при частоте вращения шестерни $n_1 = 960$ мин⁻¹. Межосевое расстояние пары $a = 160$ мм, передаточное число $U = 4$. Рассчитайте силы в зацеплении.

Задача 3.20

Пара прямозубых цилиндрических колес, шестерня которой имеет наружный диаметр $d_{a1} = 48$ мм, число зубьев $z_1 = 22$, нагружается вращающим моментом $T_1 = 50$ Н м. Рассчитайте силы в зацеплении.

Задача 3.21

Одноступенчатый редуктор с цилиндрическими прямозубыми колесами имеет межосевое расстояние $a = 250$ мм. Вращающий момент на выходном валу редуктора $T_2 = 440$ Н м. Числа зубьев редуктора: шестерни — $z_1 = 20$, колеса — $z_2 = 80$. Рассчитайте силы в зацеплении.

Задача 3.22

По условию обеспечения контактной прочности зубьев прямозубой цилиндрической передачи, зубья могут нагружаться нормальной силой $F_n = 2600$ Н. Передача имеет межосевое расстояние $a = 200$ мм и передаточное число $U = 4$. Рассчитайте вращающий момент на ведомом валу.

Расчеты усталостной контактной и изгибной прочности зубьев колес

Задача 3.23

Сумма делительных диаметров прямозубой цилиндрической пары $(d_1 + d_2) = 200$ мм определяет габарит передачи. Пара передает мощность $P_1 = 3,2$ кВт при частоте вращения шестерни $n_1 = 1210$ мин⁻¹. Передаточное число пары $U = 2,5$. Рассчитать контактные напряжения на рабочих поверхностях зубьев. При расчете принять: коэффициент материала — $275 \text{ МПа}^{1/2}$, коэффициент формы профиля — $1,77$; коэффициент суммарной длины контактных линий — $0,9$; коэффициент нагрузки — $K_H = 1,34$, коэффициент ширины зубчатого венца относительно межосевого расстояния — $\psi_{ba} = 0,25$.

Задача 3.24

Передача прямозубыми цилиндрическими колесами с модулем $m = 4$ мм была выполнена с числами зубьев $z_1 = 30$ и $z_2 = 60$. После поломки зубьев назначили модуль $m' = 6$ мм и, чтобы сохранить межосевое расстояние, соответственно изменили числа зубьев z'_1 и z'_2 . Ширина венца в обоих случаях оставалась неизменной. Во сколько раз повысилась прочность зубьев в результате этих изменений?

Задача 3.25

Для пары прямозубых цилиндрических колес принято решение заменить материал Сталь 40 с термообработкой улучшение до твердости 192HB ($\sigma_{Hlimb} = 2\text{HB} + 70$) на Сталь 40 с термообработкой ТВЧ до твердости 48HRC ($\sigma_{Hlimb} = 17\text{HRC} + 200$). Определить, во сколько раз уменьшится межосевое расстояние пары при прочих равных условиях.

Задача 3.26

Из условия контактной прочности поверхности зубьев определить величину допускаемой мощности на шестерне одноступенчатого редуктора с цилиндрическими прямозубыми колесами, если межосевое расстояние передачи $a = 315$ мм, передаточное число $U = 3,55$, ширина зубчатого венца $b_2 = 40$ мм, частота вращения шестерни $n_1 = 1445$ мин⁻¹. Допускаемые контактные напряжения для зубьев колес передачи $[\sigma]_H = 400$ МПа, коэффициент нагрузки $K_H = 1,3$. При расчете принять: коэффициент формы профиля зуба — 1,77; коэффициент суммарной длины контактных линий — 0,9; коэффициент материала — $275 \text{ МПа}^{1/2}$.

Задача 3.27

Модуль некоторой зубчатой пары определяется из расчета зубьев на изгиб. Заданы числа зубьев z_1 и z_2 , а также отношение ширины зубчатого венца к модулю зацепления $\psi_{вт}$. Во сколько раз изменится значение модуля при повышении допускаемого напряжения в $N = 2,5$ раз при прочих равных условиях.

Задача 3.28

Вес двухступенчатого цилиндрического редуктора оказывается близким к минимально возможному, если диаметры ведомых колес в первой и второй ступенях одинаковы. Равенство диаметров колес удобно также для смазки последних окунанием в общую ванну в горизонтальных редукторах. Рассчитать разбивку общего передаточного числа $U_p = 27$ по ступеням так, чтобы при одинаковых в обеих парах контактных напряжениях обеспечить указанное равенство диаметров. Коэффициент нагрузки принять в обеих парах одинаковым, а коэффициент ширины венца колеса по отношению к межосевому расстоянию принять во второй ступени вдвое большим, чем в первой. Материал колес пар одинаков.

Задача 3.29

При определении модуля из условия прочности на изгиб рассмотрены два варианта. В первом было принято число зубьев $z_2 = 34$, а во втором — $z'_2 = 50$. Ширину колес b в обоих случаях принимали одинаковой. В каком варианте и во сколько раз меньше масса колеса, если колеса выполнены в виде сплошных дисков с плотностью материала 7850 кг/м^3 при прочих равных условиях? Расчет массы колеса вести по делительному диаметру.

Задача 3.30

Одноступенчатый цилиндрический редуктор с передаточным числом $u = 4,5$ был рассчитан для передачи мощности на ведущем валу $P_1 = 7,35$ кВт при частоте вращения вала $n_1 = 1440$ мин⁻¹. Определить,

какова будет допускаемая для передачи мощность P_1 из условия усталостной контактной прочности, если частота вращения ведущего вала станет равной $n'_1 = 960 \text{ мин}^{-1}$ при прочих равных условиях и одинаковых напряжениях в зубьях колес. Во сколько раз изменится при этом момент на ведомом элементе передачи? При расчете принять КПД зубчатой передачи равным 0,97.

Задача 3.31

Рассчитать геометрические параметры одноступенчатого цилиндрического прямозубого редуктора общего назначения: межосевое расстояние, делительные диаметры колес, числа зубьев, ширину венца колеса, если известны: частота вращения шестерни $n_1 = 600 \text{ мин}^{-1}$, мощность на шестерне $P_1 = 9,55 \text{ кВт}$, передаточное число $U = 4$, модуль зацепления $m = 3 \text{ мм}$, коэффициент нагрузки $K_H = 1,2$, коэффициент ширины зубчатого венца по отношению к межосевому расстоянию $\psi_{ba} = 0,5$, допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H = 490 \text{ МПа}$ — Сталь 40Х (улучшение).

При расчете принять: коэффициент материала — $275 \text{ МПа}^{1/2}$; коэффициент суммарной длины контактных линий — 0,9; коэффициент формы профиля зуба — $Z_H = \sqrt{2 / \sin(2\alpha)}$.

Задача 3.32

Определить контактные напряжения, возникающие в зубьях колес одноступенчатого прямозубого цилиндрического редуктора, и дать заключение о пригодности редуктора для передачи заданной мощности, если известны: передаваемая мощность $P_1 = 22 \text{ кВт}$, частота вращения входного вала $n_1 = 960 \text{ мин}^{-1}$, модуль зацепления $m = 5 \text{ мм}$, числа зубьев шестерни и колеса — $z_1 = 22$ и $z_2 = 78$, ширина зубчатого венца колеса $b_2 = 62 \text{ мм}$, коэффициент нагрузки $K_H = 1,5$, допускаемые напряжения на контактную прочность $[\sigma]_H = 495 \text{ МПа}$, коэффициент материала колес — $275 \text{ МПа}^{1/2}$, $Z_\varepsilon = 0,9$.

Задача 3.33

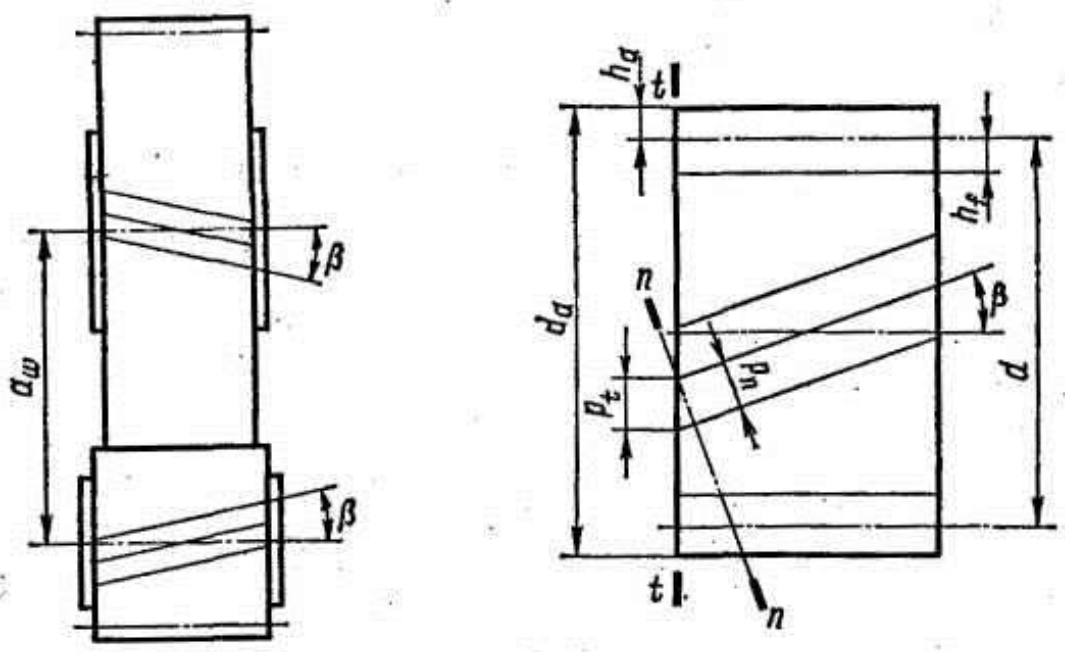
Для передачи прямозубыми цилиндрическими колесами определено межосевое расстояние $a = 125 \text{ мм}$ по условию контактной прочности. Рассчитать модуль передачи, обеспечивающий равную прочность зуба по контактным и изгибным напряжениям, если передача передает мощность $P_1 = 2,6 \text{ кВт}$ при частоте вращения шестерни $n_1 = 370 \text{ мин}^{-1}$. Передаточное число пары $U = 4$, коэффициент ширины зубчатого венца

относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = 0,315$. При расчете принять: коэффициент нагрузки — $K_F = 1,56$, допускаемые напряжения изгиба — $[\sigma]_F = 234$ МПа, коэффициент формы зуба — $Y_F = 3,90$.

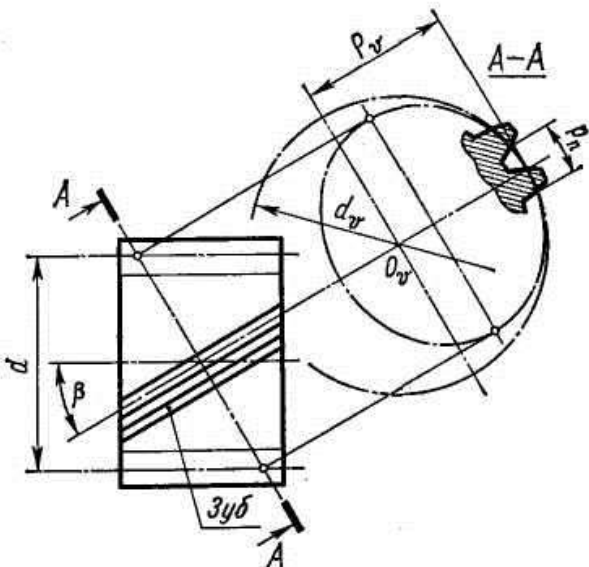
3.4 Передачи косозубыми цилиндрическими колесами

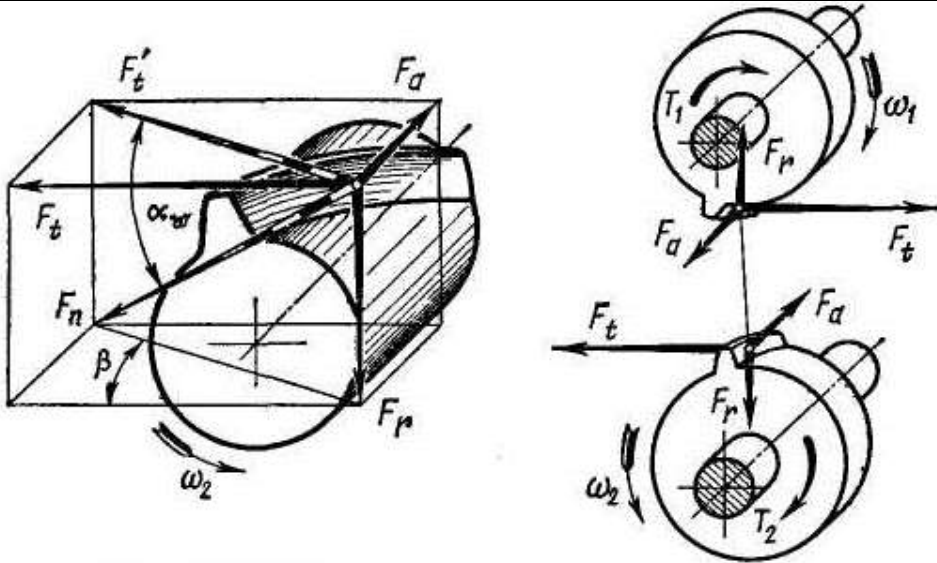
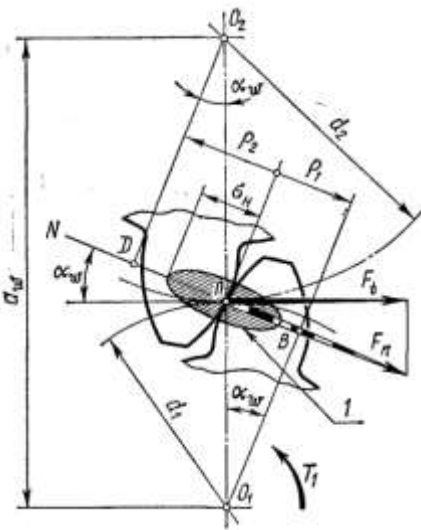
Основные формулы, используемые при расчете передач косозубыми цилиндрическими колесами (рис. 3.12–3.16), сведены в таблицу 3.5.

Таблица 3.5 — Основные расчетные формулы

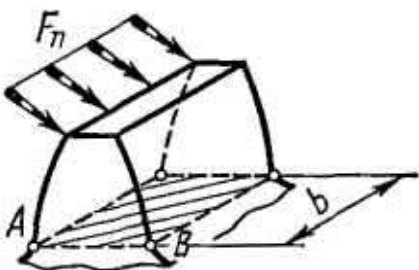
Параметр	Формула
1	2
Основные характеристики передачи	
	
Рисунок 3.12	
Модуль нормальный, мм	$m_n = p_n / \pi = m$ — стандартизирован
Модуль торцовый, мм	$m_s = m / \cos \beta$
Делительный диаметр, мм	$d = m_s z = \frac{mz}{\cos \beta}$
Диаметр выступов, мм	$d_a = d + 2m$
Диаметр впадин, мм	$d_f = d - 2,5m$

Продолжение таблицы 3.5

1	2
Межосевое расстояние, мм	$a = \frac{d_1}{2} \pm \frac{d_2}{2} = \frac{d_1}{2}(u \pm 1) = \frac{m}{2 \cos \beta}(z_1 \pm z_2)$
Угол наклона линии зуба, град	$\beta = \arccos \frac{m}{2a}(z_1 \pm z_2)$
Ширина зубчатого венца, мм	$b = \psi_{ba}a = \psi_{bd_1}d_1 = \psi_{bm}m,$ где ψ_{ba} , ψ_{bd_1} , ψ_{bm} — коэффициенты ширины зубчатого венца относительно межосевого расстояния, диаметра шестерни и модуля соответственно.
Передаточное отношение	$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$
Эквивалентное колесо	
	
Рисунок 3.13	
Число зубьев	$z_E = \frac{z}{\cos^3 \beta}$
Делительный диаметр, мм	$d_E = \frac{d}{\cos^2 \beta} = \frac{m_s z}{\cos^2 \beta} = \frac{m z}{\cos^3 \beta} = m z_E$
Передаточное отношение	$u_E = \frac{z_{E2}}{z_{E1}}$
Ширина зубчатого венца, мм	$b_E = \frac{b}{\cos \beta}$

1	2
Силы в зацеплении	
	
Рисунок 3.14	
окружная, Н	$F_t = 2000 \frac{T}{d} = 1000 \frac{P}{V} = 1000 \frac{T_1}{a} (u \pm 1)$
радиальная, Н	$F_r = F_t \tan \alpha / \cos \beta$
осевая, Н	$F_a = F_t \tan \beta$
нормальная, Н	$F_n = F_t / (\cos \alpha \cdot \cos \beta)$
Расчеты на прочность	
Условие усталостной контактной прочности	$\sigma_H \leq [\sigma]_H$
Контактные напряжения, МПа	$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{r1} K_H (u \pm 1)}{d_1 b u}};$ $\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2000 T_1 K_H (u \pm 1)}{b u}};$ $\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_2} \sqrt{\frac{2000 T_2 K_H (u \pm 1)}{b}};$ $\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_1 K_H (u \pm 1)}{n_1 b u}};$ $\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_2} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_2 K_H (u \pm 1)}{n_2 b}};$
	
Рисунок 3.15	

Продолжение таблицы 3.5

1	2
Коэффициенты:	$Z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1-\mu^2)}};$ $Z_H = \sqrt{\frac{2\cos^2 \beta}{\sin 2\alpha}};$ $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$
Условие изгибной прочности	$\sigma_F \leq [\sigma]_F$
Напряжение изгиба, МПа  Рисунок 3.16	$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{2000TK_F}{dbm}$
Коэффициенты:	$Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{z};$ $\begin{cases} Y_\varepsilon = 0,2 + 0,8/\varepsilon_\alpha, & \text{при } \varepsilon_\beta < 1; \\ Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha, & \text{при } \varepsilon_\beta \geq 1; \end{cases}$ $\begin{cases} Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ}, & \text{где } \varepsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m}; \\ Y_\beta \approx 1 - \frac{\beta}{140^\circ} \end{cases}$
Проектировочные расчеты	
Межосевое расстояние из условия усталостной контактной прочности, мм	$a \geq K_a \sqrt[3]{9550(u \pm 1) \sqrt{\frac{P_1 K_H}{u n_1 \psi_{ba} [\sigma]_H^2}}};$ $a \geq K_{ap} (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{P_2 K_H}{u^2 n_2 \psi_{ba} [\sigma]_H^2}}$

Продолжение таблицы 3.5

1	2
Коэффициенты:	$K_a = \sqrt[3]{\frac{2000}{4} (Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2}, \text{ МПа}^{1/3};$ $K_{ap} = K_a \sqrt[3]{9550} \text{ МПа}^{1/3}$
Модуль из условия изгибной прочности, мм	$m \geq \sqrt[3]{Y_{F1} Y_{\varepsilon1} Y_{\beta1} \frac{2000 T_1 K_F}{z_1^2 \psi_{bd1} [\sigma]_F}};$ $m \geq \sqrt[3]{Y_{F1} Y_{\varepsilon1} Y_{\beta1} \frac{1000 T_1 K_F (u \pm 1)}{ab [\sigma]_F}}$

3.4.1 Примеры решения

Пример 1. У передачи косозубыми цилиндрическими колесами должно быть: межосевое расстояние $a = 125$ мм, угол наклона зуба $\beta = 16,2602^\circ$, передаточное число $u = 2,8$, стандартный модуль $m = 2$ мм. Рассчитать числа зубьев колес и уточнить передаточное число.

Решение

Из уравнения межосевого расстояния определим суммарное число зубьев:

$$z_1 + z_2 = \frac{2a \cdot \cos \beta}{m} = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos 16,2602}{2} = 120.$$

С другой стороны, суммарное число зубьев равно:

$$z_1 + z_2 = z_1 + u z_1 = z_1 (1 + u),$$

откуда

$$z_1 = \frac{z_1 + z_2}{1 + u} = \frac{120}{(1 + 2,8)} = 31,6, \text{ принимается } z_1 = 32.$$

Тогда

$$z_2 = (z_1 + z_2) - z_1 = 120 - 32 = 88.$$

В таком случае фактическое передаточное отношение определим как:

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{88}{32} = 2,75.$$

Ответ: $z_1 = 32$; $z_2 = 88$; $u_{\phi} = 2,75$.

Пример 2. Передача косозубыми цилиндрическими колесами имеет межосевое расстояние $a = 200$ мм, передаточное число $u = 3,55$, торцовый модуль $m_s = 4,39$ мм, стандартный модуль $m = 4$ мм. Шестерня нагружается вращающим моментом $T_1 = 40$ Н м. Рассчитайте силы в зацеплении.

Решение

Силы в зацеплении определим как:

$$F_t = 2000 \frac{T}{d}; F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta; F_a = F_t \operatorname{tg} \beta.$$

Поскольку $m_s = \frac{m}{\cos \beta}$, то угол наклона линии зуба равен:

$$\beta = \arccos\left(\frac{m}{m_s}\right) = \arccos\left(\frac{4}{4,39}\right) = 24,3336^\circ.$$

Делительный диаметр:

$$d_1 = \frac{2a}{u + 1} = \frac{2 \cdot 200}{3,55 + 1} = 87,912 \text{ мм.}$$

С учетом полученных значений определим силы в зацеплении:

- окружную: $F_t = \frac{2000 T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 40}{87,912} = 910 \text{ Н};$

- радиальную: $F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{910 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 24,3336^\circ} = 364 \text{ Н};$

- осевую: $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 910 \cdot \operatorname{tg} 24,3336^\circ = 412 \text{ Н.}$

Ответ: $F_t = 910$ Н; $F_r = 364$ Н; $F_a = 412$ Н.

Пример 3. Передача прямозубыми цилиндрическими колесами с передаточным числом $u = 2$ имеет характеристики: стандартный модуль зацепления $m = 2$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 21$, ширину зубчатого венца $b = 30$ мм. Шестерня нагружается вращающим моментом $T_1 = 50$ Н м и в опасном сечении зуба возникают напряжения изгиба $\sigma_F = 241$ МПа, а допускаемая их величина — $[\sigma]_F = 204$ МПа. При этом шестерня неработоспособна. Будет ли обеспечиваться ее работоспособность, если при тех же характеристиках зуб нарезать с наклоном $\beta = 10^\circ$? При расчете учесть: $K_F = 1,48$; $Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{z_E}$;

$$z_E = \frac{z}{\cos^3 \beta}; Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}.$$

Напряжения изгиба зуба косозубой шестерни определяется согласно выражению:

$$\sigma_F = Y_{F1} Y_\beta \frac{2000 T_1 K_F}{d_{S1} b m},$$

$$\text{где } Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_E} = 3,47 + \frac{13,2}{22} = 4,07;$$

$$z_E = \frac{z}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 10^\circ} = 22;$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} = 1 - \frac{10^\circ}{140^\circ} = 0,9.$$

Подставив полученные значения, получим:

$$\sigma_F = 4,07 \cdot 0,9 \frac{2000 \cdot 50 \cdot 1,48}{42,648 \cdot 30 \cdot 2} = 211,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F = 211,8 \text{ МПа} > [\sigma]_F = 204 \text{ МПа}.$$

Таким образом, изгибная прочность и в этом случае не будет обеспечена.

Ответ: $\sigma_F = 211,8$ МПа — изгибная прочность не обеспечена.

3.4.2 Задачи для самостоятельного решения

Размерные характеристики передач косозубыми цилиндрическими колесами

Задача 3.34

У передачи косозубыми цилиндрическими колесами должно быть: межосевое расстояние $a = 125$ мм, угол наклона зуба $\beta = 16,2602^\circ$, передаточное число $U = 2,8$, стандартный модуль $m = 2$ мм. Рассчитать числа зубьев колес и уточнить передаточное число.

Задача 3.35

Для передачи цилиндрическими косозубыми колесами были назначены: межосевое расстояние $a = 140$ мм, стандартный модуль $m = 2,5$ мм, ориентировочный угол наклона $\beta = 15^\circ$. Рассчитать фактический угол наклона зубьев.

Задача 3.36

Делительные диаметры пары цилиндрических косозубых колес, нарезанных без смещения инструмента, $d_1 = 70,8333$ мм и $d_2 = 129,1666$ мм. Стандартный модуль зацепления пары $m = 2$ мм, угол наклона зуба $\beta = 16^\circ$. Рассчитать числа зубьев колес.

Задача 3.37

Межосевое расстояние косозубой цилиндрической пары $a = 100$ мм, ее стандартный модуль $m = 1,5$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 25$, передаточное число пары (фактическое) $U_\phi = 4$. Колеса пары нарезаны без смещения инструмента. Рассчитайте угол наклона зубьев.

Задача 3.38

Вычислить диаметры заготовок для косозубой пары с нормальным модулем $m = 2$ мм и числами зубьев $z_1 = 16$ и $z_2 = 99$. Угол наклона на делительном цилиндре $\beta = 9,4147^\circ$.

Задача 3.39

Шестерня с раздвоенным шевроном имеет угол наклона зубьев $\beta = 30^\circ$ и нарезается нормальной червячной фрезой без смещения. Какое наименьшее число зубьев возможно при отсутствии подрезки?

Задача 3.40

Рассчитать основные геометрические размеры косозубых колес цилиндрического зубчатого одноступенчатого редуктора: делительные диаметры, диаметры окружностей выступов и впадин зубьев шестерни и колеса, угол наклона зубьев, если известны следующие его параметры: межосевое

расстояние $a = 125$ мм, сумма зубьев $(z_1 + z_2) = 99$, передаточное число $U = 3,5$, модуль зацепления нормальный $m = 2,5$, зацепление некорригированное.

Задача 3.41

У пары косозубых цилиндрических колес межосевое расстояние $a = 125$ мм, шаг зацепления в нормальном к зубу сечении $p = 6,28318$ мм, торцовый шаг $p_s = 6,54438$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 32$. Рассчитайте фактическое передаточное число зубчатой пары.

Силы в зацеплении косозубых цилиндрических колес

Задача 3.42

Передача косозубыми цилиндрическими колесами имеет межосевое расстояние $a = 200$ мм, передаточное число $U = 3,55$, торцовый модуль $m_s = 4,39$ мм, стандартный модуль $m = 4$ мм. Шестерня нагружается вращающим моментом $T_1 = 40$ Н м. Рассчитайте силы в зацеплении.

Задача 3.43

Передача косозубыми цилиндрическими колесами передает мощность $P_1 = 4$ кВт при частоте вращения шестерни $n_1 = 955$ мин⁻¹. Межосевое расстояние передачи $a = 180$ мм, передаточное число $U = 4,5$. Каков должен быть угол наклона зуба, чтобы осевая сила не превысила $F_a = 300$ Н?

Задача 3.44

По условию обеспечения контактной прочности рабочей поверхности зуба косозубого цилиндрического колеса к нему может быть приложена нормальная профилю сила $F_n = 1324$ Н. Делительный диаметр колеса $d_2 = 112,1652$ мм, число его зубьев $z_2 = 27$. Колесо нарезано инструментом с модулем $m = 4$ мм. Рассчитайте вращающий момент, которым можно нагружать колесо.

Задача 3.45

У пары косозубых цилиндрических колес межосевое расстояние $a = 80$ мм, передаточное число $U = 2,5$, стандартный модуль $m = 2$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 21$. Рассчитайте соотношение сил: F_n/F_t ; F_a/F_t ; F_r/F_t .

Задача 3.46

Для одноступенчатого редуктора с цилиндрическими косозубыми колесами определить силы, действующие в зацеплении. Дано: мощность на ведущем валу $P_1 = 11$ кВт, частота вращения ведущего вала $n_1 = 342$ мин⁻¹, передаточное число $U = 4,5$, сумма зубьев $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 99$, модуль зацепления нормальный $m = 4$ мм, угол наклона зуба $\beta = 8,6340^\circ$; угол зацепления $\alpha = 20^\circ$.

Расчет на прочность передач косозубыми и шевронными цилиндрическими колесами

Задача 3.47

Как изменятся контактные напряжения и напряжения изгиба в зубьях шестерни второй тихоходной пары двухступенчатого соосного редуктора, если взамен выбывшей из строя зубчатой косозубой пары $z_3 - z_4$ с известными параметрами – модулем зацепления $m = 4$ мм, числом зубьев шестерни $z_3 = 25$ и колеса $z_4 = 100$, шириной зубчатого венца $b = 75$ мм — установить зубчатую косозубую пару с новыми параметрами – $m' = 2$ мм; $z'_3 = 25$; $z'_4 = 200$; $b' = 75$ мм – при прочих равных условиях? Угол наклона зуба в первом и втором случаях оставался $\beta = 8^\circ$.

Задача 3.48

В одноступенчатом цилиндрическом редукторе решено передачу прямозубыми цилиндрическими колесами с коэффициентом ширины зубчатого венца относительно межосевого расстояния $\psi_{ba\text{пр}} = 0,4$ заменить передачей шевронными колесами с углом наклона зуба $\beta = 24^\circ$ и коэффициентом ширины венца $\psi_{ba\text{шев}} = 0,25$ для полушеврона. Во сколько раз изменится межосевое расстояние передачи при такой замене? При расчете учесть:

$$K_{ap} = 100^3 \sqrt{9,55 \frac{Z_M^2 Z_H^2 Z_\varepsilon^2}{2}}, Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2};$$

для прямозубой:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}};$$

для шевронной:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}.$$

Задача 3.49

Для материала, из которого изготовлена шестерня косозубой цилиндрической передачи, определены допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H = 412$ МПа. Необходимо проверить контактную выносливость зуба шестерни, если нормальная сила, действующая на зуб, $F_n = 1620$ Н, коэффициент нагрузки $K_H = 1,52$, передаточное число $U = 2,5$, коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_{ba} = 0,315$, межосевое расстояние $a = 125$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 21$, угол наклона зуба $\beta = 16^\circ$. При расчете принять: коэффициент материала — $275 \text{ МПа}^{1/2}$; коэффициент суммарной длины контактных линий — $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$.

Задача 3.50

Передача прямозубыми цилиндрическими колесами с передаточным числом $U = 2$ имеет характеристики: стандартный модуль зацепления $m = 2$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 21$, ширину зубчатого венца $b = 30$ мм. Шестерня нагружается вращающим моментом $T_1 = 50$ Н м и в опасном сечении зуба возникают напряжения изгиба $\sigma_F = 241$ МПа, а допускаемая их величина — $[\sigma]_F = 204$ МПа. При этом шестерня неработоспособна. Будет ли обеспечиваться ее работоспособность, если при тех же характеристиках зуб нарезать с наклоном $\beta = 10^\circ$? При расчете учесть: $K_F = 1,48$.

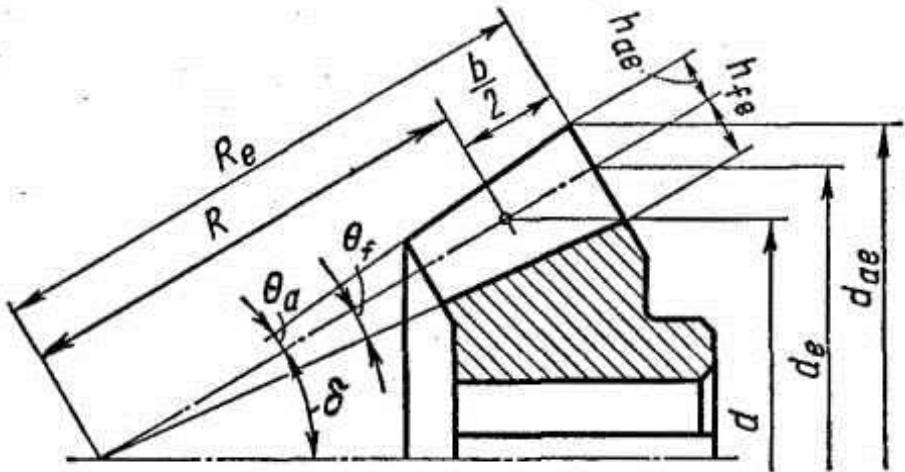
Задача 3.50

Передача косозубыми цилиндрическими колесами с межосевым расстоянием $a = 112$ мм, передаточным числом $U = 1,4$, коэффициентом ширины венца относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = 0,25$, числом зубьев шестерни $z_1 = 22$ и углом наклона зуба $\beta = 10^\circ$ передает мощность $P_1 = 13$ кВт при частоте вращения шестерни $n_1 = 960$ мин⁻¹. Рассчитайте величину нормального модуля зацепления, обеспечивающего изгибную выносливость зуба, если допускаемые напряжения изгиба для материала шестерни $[\sigma]_F = 186$ МПа. При расчете учесть: $K_F = 1,46$.

3.5 Конические прямозубые передачи

Основные формулы, используемые при расчете передач коническими прямозубыми колесами (рис. 3.17–3.19), сведены в таблицу 3.6.

Таблица 3.6 — Основные расчетные формулы

Параметр	Формула
1	2
Основные характеристики передачи	
	
Рисунок 3.17	
Внешний окружной модуль, мм	m_e — стандартизирован
Средний окружной модуль, мм	$m_m = m_e - \frac{b \sin \delta_1}{z_1} = m_e (1 - 0,5 K_{be})$
Внешний делительный диаметр, мм	$d_e = m_e z$; $d_{e2} = d_2$ — стандартизирован
Средний делительный диаметр, мм	$d_m = m_m z = d_e - b \sin \delta_1 = d_e \frac{Re - 0,5b}{Re}$
Внешний диаметр выступов, мм	$d_{ae} = d_e + 2m_e \cos \delta$
Внешний диаметр впадин, мм	$d_{fe} = d_e - 2,4m_e \cos \delta$
Внешнее конусное расстояние, мм	$Re = \frac{1}{2} \sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = \frac{d_{e1}}{2} \sqrt{u^2 + 1} = \frac{d_{e2}}{2u} \sqrt{u^2 + 1}$
Среднее конусное расстояние, мм	$Rm = Re - 0,5b$
Полууглы начальных конусов, град	$\delta_2 = \arctg u$; $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$

Продолжение таблицы 3.6

1	2
Ширина зубчатого венца, мм	$b = K_{be} Re$, где $k_p = 1 - K_{be}$ — коэффициент переменности шага.
Передаточное отношение	$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1}$

Эквивалентное колесо

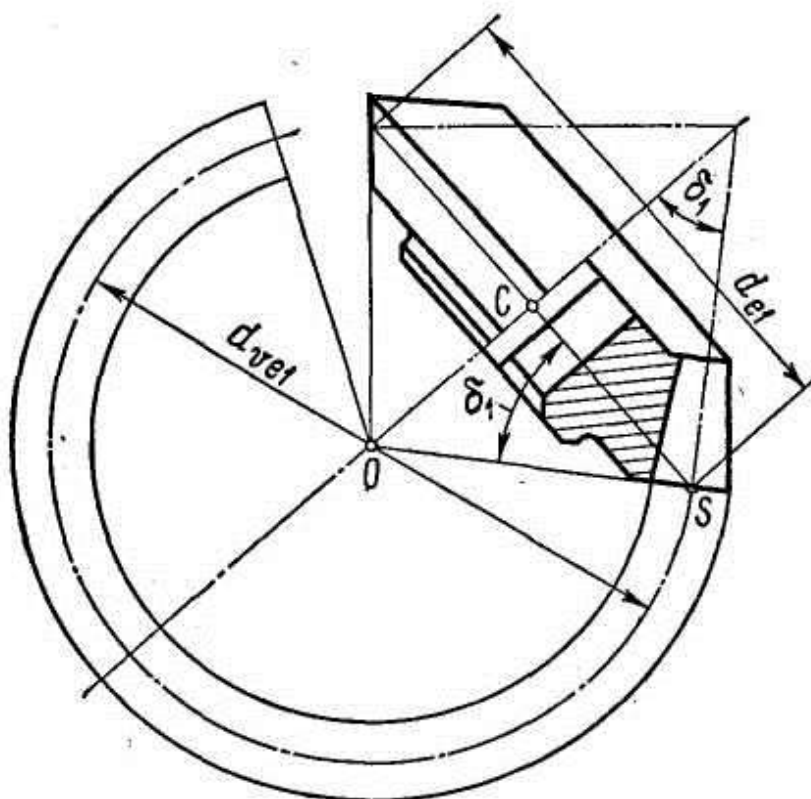
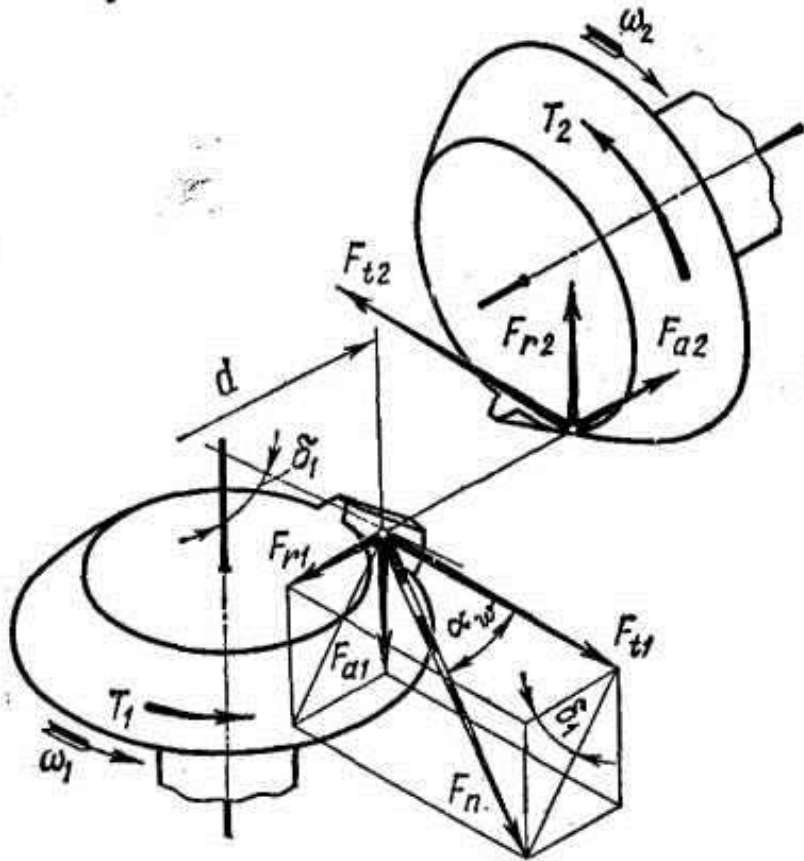


Рисунок 3.18

Число зубьев	$z_K = \frac{z}{\cos \delta}$
Делительный диаметр, мм	$d_K = \frac{d_m}{\cos \delta} = \frac{d_e(1 - 0,5K_{be})}{\cos \delta} = m_K z_K = m_m z_K$
Передаточное отношение	$u_K = \frac{z_{K2}}{z_{K1}} = u \operatorname{tg} \delta_2 = u^2$
Ширина зубчатого венца, мм	$b_K = b$

1	2
Силы в зацеплении	
	
Рисунок 3.19	
окружная, Н	$F_{te} = 2000 \frac{T}{d_e} = 1000 \frac{P}{V_e};$ $F_t = 2000 \frac{T}{d_m} = 1000 \frac{P}{V_m};$ $F_{t1} = F_{t2} = F_t = F_{te} \frac{R_e}{R_m} = F_{te} \frac{Re}{Re - 0,5b}$
радиальная, Н	$F_{r2} = F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2$
осевая, Н	$F_{a2} = F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2$
нормальная, Н	$F_n = F_t / \cos \alpha$
Расчеты на прочность	
Условие усталостной контактной прочности	$\sigma_H \leq [\sigma]_H$

Продолжение таблицы 3.6

1	2
Контактные напряжения, МПа	$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_{e2}} \sqrt{\frac{2000 T_2 K_H \sqrt{1+u^2}}{b k_p}};$ $\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_{e2}} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_2 K_H \sqrt{1+u^2}}{n_2 b k_p}}$
Коэффициенты:	$Z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1-\mu^2)}};$ $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}};$ $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$
Условие изгибной прочности	$\sigma_F \leq [\sigma]_F$
Напряжения изгиба, МПа	$\sigma_F = Y_{F2} \frac{2000 T_2 K_F}{d_{e2} b m_e k_p};$ $\sigma_F = Y_{F2} \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_2 K_F}{n_2 d_{e2} b m_e k_p}$
Коэффициенты:	$Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{z_K}$
Проектировочные расчеты	
Делительный диаметр колеса из условия усталостной контактной прочности, мм	$d_{e2} \geq K_{d2} \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H u}{[\sigma]_H^2}};$ $d_{e2} \geq K_{d2P} \sqrt[3]{\frac{P_2 K_H u}{n_2 [\sigma]_H^2}}$
Коэффициенты:	$K_{d2} = \sqrt[3]{2000 \cdot 10 \cdot (Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2}, \text{ МПа}^{1/3};$ $K_{d2P} = K_{d2} \sqrt[3]{9550} \text{ МПа}^{1/3}$
Модуль из условия изгибной прочности, мм	$m_e \geq Y_{F1} \frac{2000 T_2 K_F}{d_{e2} b k_p [\sigma]_F}$

3.5.1 Пример расчета

Пример 1. У пары прямозубых конических колес внешний (торцовый) модуль зацепления $m_e = 3$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 24$, число зубьев колеса $z_2 = 60$. Рассчитайте внешнее конусное расстояние передачи.

Решение

Внешнее конусное расстояние передачи рассчитывается по формуле:

$$Re = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2},$$

где $\delta_2 = \arctg u = \arctg 2,5 = 68,1986^\circ$ — половина угла начального конуса колеса;

$d_{e2} = m_e z_2 = 3 \cdot 60 = 180$ мм — внешний делительный диаметр колеса.

Тогда с учетом рассчитанных величин определим:

$$Re = \frac{180}{2 \cdot \sin 68,1986^\circ} = 96,93 \text{ мм}$$

Ответ: $Re = 96,93$ мм.

Пример 2. В передаче коническими прямозубыми колесами передаточное отношение $u = 2,5$, делительный диаметр колеса во внешнем торцовом сечении $d_{e2} = 200$ мм и колесо нагружается вращающим моментом $T_2 = 300$ Н·м. Рассчитайте силы в зацеплении в среднем торцовом сечении, если коэффициент ширины зубчатого венца $K_{be} \cong 0,285$.

Решение

Силы в зацеплении в среднем торцовом сечении определяются согласно следующим зависимостям:

$$F_{t\text{cp}} = F_{t\text{cp}1} = F_{t\text{cp}2} = \frac{2000T_2}{d_{cp2}};$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t\text{cp}} \cdot \tg \alpha \cdot \sin \delta_1;$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t\text{cp}} \cdot \tg \alpha \cdot \cos \delta_1,$$

где делительный диаметр в среднем торцовом сечении равен:

$$d_{cp2} = d_2 \frac{R_e - 0,5b}{R_e}.$$

Недостающие данные определим следующим образом:

$\delta_2 = \arctg u = \arctg 2,5 = 68,1986^\circ$ — половина угла начального конуса колеса;

$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 68,1986^\circ = 21,8014^\circ$ — половина угла начального конуса шестерни;

$R_e = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2} = \frac{200}{2 \cdot \sin 68,1986^\circ} = 107,7$ мм — внешнее конусное расстояние;

$b = K_{be} \cdot R_e = 0,285 \cdot 107,7 = 31$ мм — ширина колеса.

Таким образом, делительный диаметр в среднем торцовом сечении определим как:

$$d_{cp2} = d_2 \frac{R_e - 0,5b}{R_e} = 200 \frac{107,7 - 0,5 \cdot 31}{107,7} = 171,2 \text{ мм},$$

а силы в зацеплении в среднем торцовом сечении:

$$F_{tcp} = F_{tcp1} = F_{tcp2} = \frac{2000 \cdot 300}{171,2} = 3504,7 \text{ Н};$$

$$F_{a1} = F_{r2} = 3504,7 \cdot \tg 20^\circ \cdot \sin 21,8014^\circ = 473,7 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = F_{a2} = 3504,7 \cdot \tg 20^\circ \cdot \cos 21,8014^\circ = 1184,4 \text{ Н}.$$

Ответ: $F_{tcp} = 3504,7$ Н; $F_{a1} = F_{r2} = 473,7$ Н;

$F_{r1} = F_{a2} = 1184,4$ Н.

3.5.2 Задачи для самостоятельного решения

Геометрия и кинематика

Задача 3.52

У пары прямозубых конических колес внешний (торцовый) модуль зацепления $m_e = 3$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 24$, число зубьев колеса $z_2 = 60$. Рассчитайте внешнее конусное расстояние передачи.

Задача 3.53

Для пары прямозубых колес известны: внешнее конусное расстояние $R_e = 82,257$ мм, передаточное число $U = 1,6$. Приняв коэффициент ширины зубчатого венца $K_{be} \cong 0,28$, рассчитать средние диаметры шестерни и колеса.

Задача 3.54

Внешние делительные диаметры зубчатых колес конической прямозубой передачи: шестерни — $d_1 = 90$ мм, колеса — $d_2 = 225$ мм. Рассчитать средние делительные диаметры колес и среднее конусное расстояние передачи, приняв коэффициент ширины зубчатого венца $K_{be} \cong 0,28$.

Задача 3.55

Из расчета зубчатой конической передачи на прочность был найден средний модуль $m_m = 6,3$ мм и длина зуба $b = 75$ мм. Чему равен торцовый модуль, если число зубьев передачи $z_1 = 25$ и $z_2 = 50$?

Задача 3.56

Рассчитайте размеры заготовок под нарезку пары прямозубых конических колес (максимальный диаметр), если торцовый модуль $m = 4$ мм, а числа зубьев: шестерни — $z_1 = 40$, колеса — $z_2 = 50$.

Задача 3.57

В конической паре с межосевым углом 90° передаточное число $U = 1$, а конусное расстояние из расчета на контактную прочность должно составлять не менее $R_e = 210$ мм. Вычислить торцовый модуль и наружный диаметр шестерни. Число зубьев $z_1 = 25$, высота головки зуба на торце равна торцовому модулю.

Задача 3.58

В конической паре с межосевым углом 90° передаточное число $U = 1$, а средний модуль из расчета зубьев на изгиб должен составлять $m_m = 6,7$ мм при длине зуба $b = 50$ мм. Вычислить торцовый модуль и наружный диаметр шестерни. Число зубьев шестерни $z_1 = 30$, высота головки на торце равна торцовому модулю. Коэффициент ширины зубчатого венца $K_{be} \cong 0,28$.

Силы в зацеплении конических прямозубых колес

Задача 3.59

В передаче коническими прямозубыми колесами передаточное отношение $U = 2,5$, делительный диаметр колеса во внешнем торцовом

сечении $d_2 = 200$ мм и колесо нагружается вращающим моментом $T_2 = 300$ Н·м. Рассчитайте силы в зацеплении в среднем торцовом сечении, если коэффициент ширины зубчатого венца $K_{be} \cong 0,285$.

Задача 3.60

Из условия обеспечения контактной прочности конического прямозубого колеса на его контактной линии допускается среднее удельное нормальное профилю усилие $F_n/b = 65$ Н/мм. Рассчитайте максимальный вращающий момент на колесе, если длина зуба — $b = 24$ мм, а делительный диаметр колеса в среднем торцовом сечении — $d_{cp2} = 120,4704$ мм.

Задача 3.61

Подшипники, на которые опирается вал конического прямозубого колеса, допускают осевую силу $F_{a2} = 74$ Н. Рассчитайте максимальный вращающий момент на валу колеса, если модуль во внешнем торцовом сечении равен $m = 4$ мм, число зубьев колеса — $z_2 = 40$, передаточное отношение конической пары — $U = 2,5$. Коэффициент ширины зубчатого венца $K_{be} \cong 0,285$.

Задача 3.62

Передача прямозубыми коническими колесами имеет внешнее конусное расстояние $R_e = 75,392$ мм и передаточное отношение $U = 2,5$. Ее шестерня нагружается крутящим моментом $T_1 = 20$ Н·м. Рассчитайте силы в зацеплении в среднем торцовом сечении. Коэффициент ширины зубчатого венца $K_{be} \cong 0,285$.

Расчет усталостной контактной и изгибной прочности зубьев конического колеса

Задача 3.63

В конической прямозубой передаче с межосевым углом 90° оба зубчатых стальных колеса имеют по $z = 20$ зубьев и вращаются с частотой $n = 24$ мин⁻¹. Модуль на наружном торце $m = 5$ мм, длина зуба $b = 20$ мм. Передаваемый вращающий момент $T_1 = 100$ Н·м. Коэффициент нагрузки в расчетах контактной и изгибной прочности зубьев принять равным 1,2. В расчетах принять: $Z_M = 275$ МПа^{1/2}; $Z_\varepsilon \cong 0,9$; коэффициент переменности шага $K_p \cong 0,72$. Рассчитать зубья колес по контактным и изгибным напряжениям.

Задача 3.64

При работе передачи в опасном сечении зуба конической шестерни возникает напряжение изгиба $\sigma_F = 135$ МПа. Какое напряжение изгиба испытывает зуб зубчатого колеса, если передаточное число $U = 3$, число зубьев шестерни $z_1 = 25$? Зубья некорректированы, нормальной высоты.

Задача 3.65

В коническо-цилиндрическом редукторе, передающем мощность $P_1 = 5$ кВт при частоте вращения входного вала $n_{вх} = 1430$ мин⁻¹ и выходного $n_{вых} = 143$ мин⁻¹, работают коническая и цилиндрическая прямозубая пары. Материал колес обеих пар одинаков. Принять для конической и цилиндрической передач коэффициенты нагрузки $K_H = 1,3$, коэффициент ширины зубчатого венца: для цилиндрической прямозубой передачи — $\psi_{ba} = 0,315$, для конической прямозубой передачи — $K_{be} \cong 0,285$; суммарные коэффициенты в расчетах контактной прочности по мощности: для конической пары — $33\,000 \text{ МПа}^{1/3}$, для цилиндрической пары — $9750 \text{ МПа}^{1/3}$ и рассчитать передаточные числа ступеней редуктора, при которых делительные диаметры колес будут равны. Принять КПД пары подшипников качения равным 0,99.

Задача 3.66

По условию обеспечения усталостной контактной прочности рабочих поверхностей зубьев конической прямозубой пары с передаточным числом $U = 1,25$ получен внешний делительный диаметр ее колеса $d_2 = 100$ мм. Рассчитайте внешний делительный диаметр шестерни этой пары, если передаточное отношение изменить и принять равным $U' = 2$ при прочих равных условиях.

Задача 3.67

У одноступенчатого редуктора с прямозубой конической передачей передаточное число $U = 2,5$, число зубьев колеса $z_2 = 70$, внешний модуль $m = 2$ мм. Каким вращающим моментом можно нагружать колесо этой передачи, исходя из изгибной выносливости зуба, если коэффициент нагрузки в расчете изгибной прочности $K_F = 1,8$, допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F = 227$ МПа, коэффициент ширины зубчатого венца $K_{be} \cong 0,285$?

Задача 3.68

Вращающий момент на ведомом валу передачи коническими прямозубыми колесами $T_2 = 107$ Н·м. Передаточное число пары $U = 3,1$. Внешний делительный диаметр колеса пары $d_2 = 180$ мм. Рассчитайте

минимальное значение торцового модуля зацепления, при котором обеспечивается изгибная выносливость зуба, если допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F = 222$ МПа, коэффициент нагрузки $K_F = 1,72$, коэффициент ширины зубчатого венца $K_{be} \cong 0,285$.

3.6 Червячные передачи

Основные формулы, используемые при расчете червячных передач (рис. 3.20–3.23), сведены в таблицу 3.7.

3.6.1 Примеры расчета

Пример 1. Известны следующие параметры червячной передачи: межосевое расстояние $a = 280$ мм, передаточное число $U = 12,5$, число заходов червяка $z_1 = 4$ и коэффициент диаметра червяка $q = 20$. Рассчитать делительные диаметры червяка и червячного колеса, а также модуль зацепления.

Решение

Модуль зацепления червячной передачи рассчитывается по следующей зависимости:

$$m = \frac{2a}{q + z_2},$$

где число зубьев колеса определим, исходя из формулы по определению передаточного отношения передачи, как:

$$z_2 = z_1 \cdot u = 4 \cdot 12,5 = 50.$$

Тогда, модуль зацепления:

$$m = \frac{2 \cdot 280}{20 + 50} = 8 \text{ мм.}$$

Зная модуль зацепления определим делительный диаметр червяка:

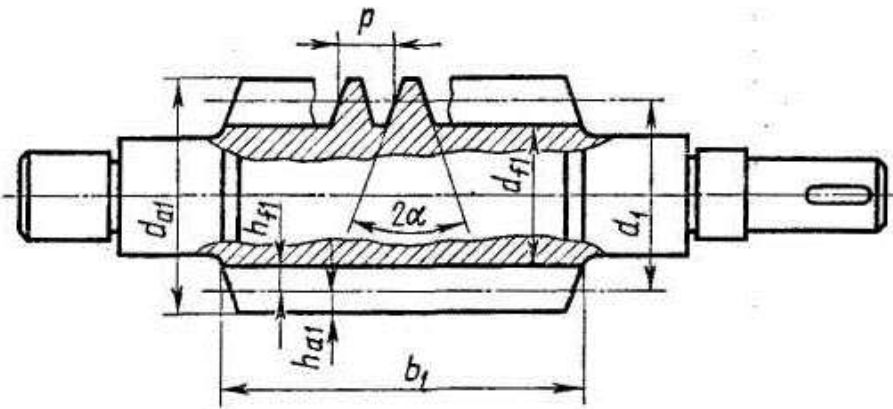
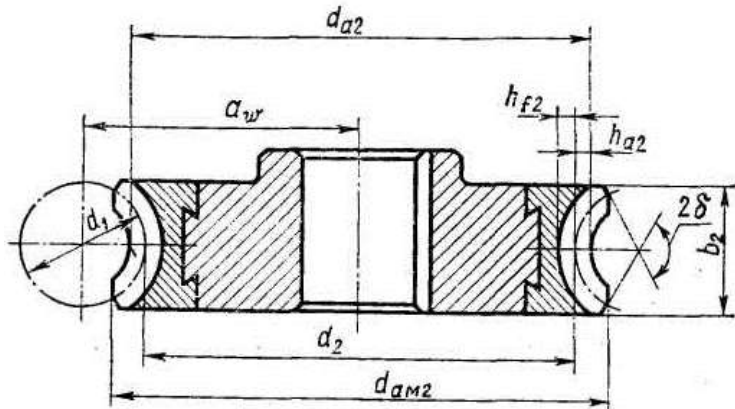
$$d_1 = mq = 8 \cdot 20 = 160 \text{ мм,}$$

и делительный диаметр колеса:

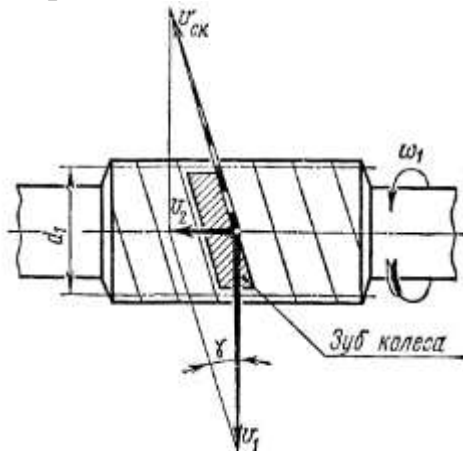
$$d_2 = mz_2 = 8 \cdot 50 = 400 \text{ мм.}$$

Ответ: $m = 8$ мм, $d_1 = 160$ мм, $d_2 = 400$ мм.

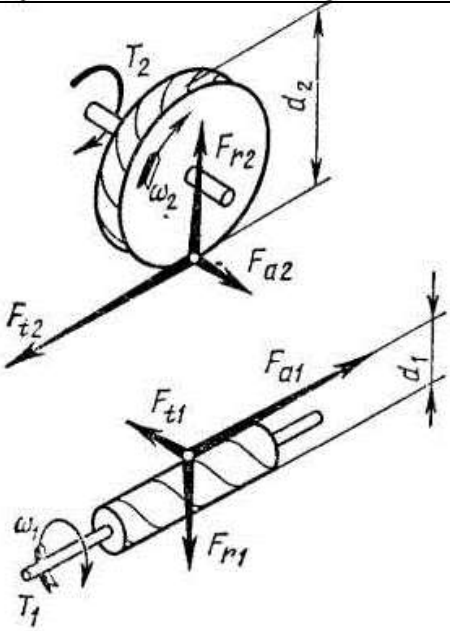
Таблица 3.7 — Основные расчетные формулы

Параметр	Формула	
	Червяк	Колесо
1	2	3
Основные характеристики передачи		
	 Рисунок 3.20	 Рисунок 3.21
Шаг, мм	осевой p_a	торцовый p_s
Модуль, мм	$m = \frac{p_a}{\pi} = \frac{p_s}{\pi}$ — стандартизирован	
Делительный диаметр, мм	$d_1 = mq$, где q — коэффициент диаметра червяка.	$d_2 = mz_2$
Диаметр выступов, мм	$d_a = d + 2m$	
Диаметр впадин, мм	$d_f = d - 2,4m$	

Продолжение таблицы 3.7

1	2	3
Угол подъема витка червяка, град	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$	
Межосевое расстояние, мм	$a = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{m}{2}(z_2 + q + 2x) = \frac{d_1}{2} \left(1 + \frac{d_2}{d_1} \right) = \frac{d_1}{2} (1 + u \operatorname{tg} \gamma) = \frac{d_2}{2} \left(\frac{1 + u \operatorname{tg} \gamma}{u \operatorname{tg} \gamma} \right)$	
Передаточное отношение	$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1 \operatorname{tg} \gamma}$	
Кинематические параметры		
Скорость скольжения, м/с	 $V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{V_2}{\sin \gamma},$ где $V = \frac{\pi d n}{60000}$ — окружная скорость, м/с.	

Продолжение таблицы 3.7

1	2
	Коэффициент полезного действия
Приведенный угол трения, град	$\rho' = \arctg f' = \arctg(f / \cos \alpha),$ где f — коэффициент трения
КПД	$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{uT_1} = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho')}$
Силы в зацеплении	
	
Рисунок 3.23	
окружная, Н	$F_{t2} = F_{a1} = 1000 \frac{P_2}{V_2} = \frac{2000T_2}{d_2}$

Продолжение таблицы 3.7

1	2
радиальная, Н	$F_{r2} = F_{r1} \cong F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$
осевая, Н	$F_{a2} = F_{t1} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho')$
нормальная, Н	$F_{n1} = F_{n2} \cong \frac{F_{t2}}{\cos \alpha}$
Расчеты на прочность	
Условие усталостной контактной прочности	$\sigma_H \leq [\sigma]_H$
Контактные напряжения, МПа	$\sigma_H = Z_M Z_H \sqrt{\frac{F_t K_H}{1,3 d_1 d_2}} = Z_M Z_H \frac{1}{d_2} \sqrt{\frac{2000 T_2 K_H}{1,3 d_1}};$ $\sigma_H = Z'_M Z_H \frac{1}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_H}{d_1}} = Z'_M Z_H \frac{1}{d_2} \sqrt{\frac{9550 P_2 K_H}{n_2 d_1}}$
Коэффициенты:	$Z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1 - \mu^2)}};$ $Z'_M = \sqrt{Z_M^2 \frac{2000}{1,3}};$ $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos^2 \gamma}{\sin 2\alpha}}$

Продолжение таблицы 3.7

1	2
Условие изгибной прочности	$\sigma_F \leq [\sigma]_F$
Напряжения изгиба, МПа	$\sigma_F = Y'_F \frac{F_t K_F}{bm} = Y'_F \frac{2300 T_2 K_F}{d_1 d_2 m} = Y'_F \frac{22 \cdot 10^6 P_2 K_F}{n_2 d_1 d_2 m}$
Коэффициенты:	$Y'_F = 3,47 + \frac{13,2}{z_F},$ где $z_{F2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$
Тепловой расчет	
Условие работоспособности	$t_M \leq [t]_M$
Температура нагрева масла, °С	$t_M = t_0 + P_1(1 - \eta)/(K_T A),$ где $A \approx 20a^{1,71}$ — площадь поверхности корпуса, м²; $t_0 = 20^\circ \text{C}$ — температура окружающей среды.
Коэффициент теплоотдачи, кВт/(м²·°С)	$K_T = 1,4...17,5$ — нормальная циркуляция воздуха; $K_T = 8...10,5$ — плохая циркуляция воздуха.
Проектировочные расчеты	
Межосевое расстояние из условия усталостной контактной прочности, мм	$a \geq K'_{aT} (1 + u \operatorname{tg} \gamma) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{u^2 \operatorname{tg}^2 \gamma [\sigma]_H^2}};$ $a \geq K'_{aP} (1 + u \operatorname{tg} \gamma) \sqrt[3]{\frac{P_2 K_H}{n_2 u^2 \operatorname{tg}^2 \gamma [\sigma]_H^2}}$

Пример 2. Рассчитать скорость скольжения в передаче, если число заходов червяка равно $z_1 = 2$, коэффициент диаметра червяка $q = 8$, модуль зацепления $m = 10$ мм и частота вращения червяка $n_1 = 960$ мин⁻¹.

Решение

Скорость скольжения в червячной передаче равна:

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma},$$

где $V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 80 \cdot 960}{60 \cdot 1000} = 4,02$ м/с — окружная скорость на червяке;

$d_1 = mq = 10 \cdot 8 = 80$ мм — делительный диаметр червяка;

$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{2}{8} = 14,04^\circ$ — угол подъема винтовой линии на червяке.

Подставив полученные значения в уравнение скорости скольжения, получим:

$$V_s = \frac{4,02}{\cos 14,04^\circ} = 4,14 \text{ м/с.}$$

Ответ: $V_s = 4,14$ м/с.

Пример 3. Червячный одноступенчатый редуктор установлен в приводе лебедки, у которой диаметр барабана $d_\phi = 250$ мм. Рассчитайте грузоподъемность лебедки, если межосевое расстояние червячной передачи $a = 100$ мм, число зубьев колеса $z_2 = 32$, коэффициент диаметра червяка $q = 8$. При расчете принять суммарный коэффициент в расчете межосевого расстояния по вращающему моменту $K'_{aT} = 300 \text{ МПа}^{1/2}$, коэффициент нагрузки $K_H = 2,2$, допускаемые контактные напряжения для зуба червячного колеса $[\sigma]_H = 221 \text{ МПа}$. Для справки: КПД пары подшипников качения — 0,99.

Решение

Межосевое расстояние червячной передачи из условия контактной прочности определяется согласно выражению:

$$a \geq K'_{aT} (q + z_2) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{q z_2^2 [\sigma]_H^2}}.$$

Решая данное уравнение относительно момента на червячном колесе T_2 , имеем:

$$T_2 \leq \frac{a^3 \cdot q \cdot z_2^2 [\sigma]_H^2}{(K'_{aT})^3 (q + z_2)^3 \cdot K_H} = \frac{100^3 \cdot 8 \cdot 32^2 \cdot 221^2}{(300)^3 \cdot (8 + 32)^3 \cdot 2,2} = 105,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С учетом подшипников качения вала червячного колеса и барабана вращающий момент на барабане будет равен:

$$T_{\bar{\sigma}} = T_2 \cdot \eta_{н.к}^2 = 105,2 \cdot 0,99^2 = 103,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Окружная сила на барабане:

$$F_{t\bar{\sigma}} = \frac{2000 T_{\bar{\sigma}}}{d_{\bar{\sigma}}} = \frac{2000 \cdot 103,1}{250} = 824,8 \text{ Н}.$$

Ответ: $F_{t\bar{\sigma}} = 824,8 \text{ Н}.$

3.6.2 Задачи для самостоятельного решения

Размерные характеристики червячных передач

Задача 3.69

Рассчитать передаточное число червячной пары, если ее межосевое расстояние равно $a = 100$ мм, число заходов червяка $z_1 = 4$ при коэффициенте диаметра $q = 8$ и модуле зацепления $m = 5$ мм.

Задача 3.70

Известны следующие параметры червячной передачи: межосевое расстояние $a = 280$ мм, передаточное число $U = 12,5$, число заходов червяка $z_1 = 4$ и коэффициент диаметра червяка $q = 20$. Рассчитать делительные диаметры червяка и червячного колеса, а также модуль зацепления.

Задача 3.71

Рассчитать делительный диаметр червяка, если межосевое расстояние червячной пары равно $a = 280$ мм, передаточное число $U = 40$ мм, модуль зацепления $m = 10$ мм и число заходов червяка $z_1 = 1$. При расчете принять коэффициент смещения $x = 0$.

Задача 3.72

Делительный диаметр червяка равен $d_1 = 40$ мм, модуль зацепления червячной передачи $m = 5$ мм, передаточное число $U = 16$, число заходов червяка $z_1 = 2$. Определить угол подъема витка червяка и межосевое расстояние передачи.

Кинематические характеристики

Задача 3.73

Рассчитать скорость скольжения в передаче, если число заходов червяка равно $z_1 = 2$, коэффициент диаметра червяка $q = 8$, модуль зацепления $m = 10$ мм и частота вращения червяка $n_1 = 960$ мин⁻¹.

Задача 3.74

Определить скорость скольжения в червячной передаче, если частота вращения червяка $n_1 = 960$ мин⁻¹, частота вращения колеса $n_2 = 76,8$ мин⁻¹, а их делительные диаметры соответственно $d_1 = 160$ мм и $d_2 = 400$ мм.

Задача 3.75

Межосевое расстояние червячной передачи равно $a = 280$ мм, модуль зацепления $m = 8$ мм, число заходов червяка $z_1 = 4$, а коэффициент диаметра червяка $q = 20$. Определить окружные скорости червяка и червячного колеса, а также скорость скольжения в зацеплении, если колесо вращается с частотой $n_2 = 76,8$ мин⁻¹.

Задача 3.76

Межосевое расстояние червячной передачи $a = 80$ мм. Передаточное число $U = 16$. Рассчитать частоты вращения червяка и червячного колеса, если окружные скорости червяка и червячного колеса соответственно равны $V_1 = 2,2$ м/с и $V_2 = 0,55$ м/с.

Силы в зацеплении

Задача 3.77

Вращающий момент на колесе червячной передачи $T_2 = 700$ Н·м, межосевое расстояние пары $a = 250$ мм, коэффициент смещения исходного контура колеса $x = 0$, число зубьев колеса $z_2 = 32$, коэффициент диаметра червяка $q = 8$ и передаточное число $U = 16$. Приняв коэффициент трения равным $f = 0,07$, рассчитать силы в зацеплении.

Задача 3.78

Контактная выносливость зуба червячного колеса позволяет нагружать его нормальной силой $F_{n2} = 730$ Н. Может ли червячная пара передать мощность $P_{2max} = 0,2$ кВт при частоте вращения колеса $n_2 = 30$ мин⁻¹, если межосевое расстояние равно $a = 125$ мм, а модуль зацепления $m = 4$ мм при коэффициенте диаметра $q = 12,5$?

Задача 3.79

Рассчитать силы в зацеплении червячной передачи, если мощность на валу червяка $P_1 = 1,13$ кВт при его угловой скорости $\omega_1 = 502,31$ рад/с, модуле зацепления $m = 4$ мм, коэффициенте диаметра червяка $q = 12,5$ и числе заходов $z_1 = 4$. При расчете принять коэффициент трения в зацеплении равным $f = 0,04$.

Задача 3.80

Червяк по жесткости допускает поперечную силу $F_\Sigma = 450$ Н (геометрическая сумма окружной F_{t1} и радиальной F_{r1} сил). Каким вращающим моментом может быть нагружен червяк, если межосевое расстояние равно $a = 100$ мм, передаточное число $U = 16$, коэффициент диаметра червяка $q = 8$ и число заходов нарезки червяка $z_1 = 2$? Коэффициент трения в зацеплении принять равным $f = 0,03$.

КПД червячной передачи

Задача 3.81

Известны параметры червячной передачи: делительный диаметр червяка $d_1 = 80$ мм, передаточное число $U = 32$, делительный диаметр колеса $d_2 = 320$ мм. Рассчитайте мощность на червяке, если мощность на червячном колесе $P_2 = 0,8$ кВт и коэффициент трения в зацеплении $f = 0,055$.

Задача 3.82

Вращающий момент на червяке червячной передачи $T_1 = 17$ Н·м. Параметры червячной пары: межосевое расстояние $a = 280$ мм, передаточное число $U = 12,5$, делительный диаметр колеса $d_2 = 400$ мм. Приняв коэффициент трения в зацеплении $f = 0,042$, рассчитайте вращающий момент на колесе.

Задача 3.83

Червяк червячной передачи вращается с частотой $n_1 = 960$ мин⁻¹ и нагружается полезной (окружной) силой $F_{t1} = 400$ Н. Параметры червячной пары: межосевое расстояние $a = 280$ мм, модуль зацепления $m = 8$ мм, коэффициент диаметра червяка $q = 20$, число заходов нарезки червяка $z_1 = 4$. Приняв коэффициент трения в зацеплении $f = 0,028$, рассчитайте мощность на червяке и червячном колесе.

Задача 3.84

Рассчитайте суммарную поперечную нагрузку на червяк (геометрическая сумма окружной и радиальной сил), если вращающий момент на колесе $T_2 = 80,2$ Н·м, передаточное число $U = 25$, КПД червячной пары $\eta = 0,764$, делительные диаметры червяка и колеса — $d_1 = 50$ мм, $d_2 = 200$ мм.

Расчет червячных передач на прочность и теплостойкость

Задача 3.85

Червячный одноступенчатый редуктор установлен в приводе лебедки, у которой диаметр барабана $d_{\bar{o}} = 250$ мм. Рассчитайте грузо-подъемность лебедки, если межосевое расстояние червячной передачи $a = 100$ мм, число зубьев колеса $z_2 = 32$, коэффициент диаметра червяка $q = 8$. При расчете принять суммарный коэффициент в расчете межосевого расстояния по вращающему моменту $K'_{aT} = 300$ МПа^{1/2}, коэффициент нагрузки $K_H = 2,2$, допускаемые контактные напряжения для зуба червячного колеса $[\sigma]_H = 221$ МПа. (Для справки: КПД пары подшипников качения — 0,99).

Задача 3.86

Червячная пара с параметрами – модулем $m = 20$ мм, коэффициентом диаметра червяка $q = 8$, числом зубьев колеса $z_2 = 30$, коэффициентом смещения исходного контура колеса $x = 0$ — заменена другой парой с параметрами: модулем $m' = 10$, коэффициентом диаметра червяка $q' = 8$, числом зубьев колеса $z'_2 = 60$, коэффициентом смещения исходного контура колеса $x' = 0$. Установить, возможна ли такая замена по условию обеспечения контактной выносливости зуба червячного колеса при прочих равных условиях и при передаче нагрузки такой же величины.

Задача 3.87

Червячная передача имеет характеристики: межосевое расстояние $a = 125$ мм, число заходов червяка $z_1 = 2$, коэффициент диаметра червяка $q = 8$, передаточное число $U = 16$. Рассчитайте, какую мощность может передать передача, если частота вращения червяка $n_1 = 1430$ мин⁻¹ и допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H = 230$ МПа. При расчете принять: коэффициент нагрузки $K_H = 2,1$, коэффициент материала $Z_M = 8600$ МПа^{1/2}.

Задача 3.88

Одноступенчатый червячный редуктор передает мощность $P_2 = 0,42$ кВт и имеет характеристики: модуль зацепления $m = 8$ мм, передаточное число $U = 32$, число заходов червяка $z_1 = 1$, коэффициент диаметра червяка $q = 8$. Рассчитайте ожидаемую температуру нагрева редуктора, приняв: коэффициент трения в зацеплении $f = 0,06$, коэффициент теплоотдачи — $10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, температуру окружающей среды — 20°C и оцените выполнение условия теплостойкости передачи, если допускаемая температура нагрева масла 85°C . Для справки: площадь теплоотдачи редуктора рассчитать по формуле $S = 10a^{1,7}$, где a — межосевое расстояние передачи, м.

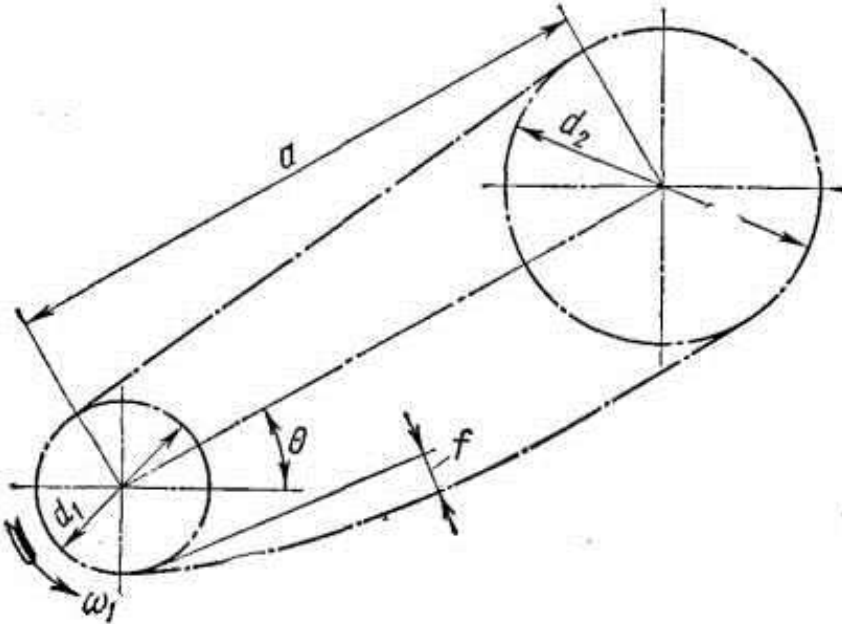
3.7 Цепные передачи

Основные формулы, используемые при расчете цепных передач (рис. 3.24), сведены в таблицу 3.8.

3.7.1 Пример расчета

Рассчитать мощность, которую может передать приводная роликовая цепь $2ПР-38,1$ из условия износостойкости шарнира цепи, в передаче с числом зубьев ведущей звездочки $z_1 = 23$, частотой вращения ведущей звездочки $n_1 = 200$ мин⁻¹, коэффициентом интенсивности нагружения $K_H = 0,8$, коэффициентом динамичности нагрузки $K_A = 2$. Допустимое удельное давление, обеспечивающее износостойкость цепи, $[p]_{изн} = 28$ МПа.

Таблица 3.8 — Основные расчетные формулы

Параметр 1	Формула 2
Основные характеристики передачи	
	
Рисунок 3.24	
Шаг цепи, мм	t — стандартизирован
Делительный диаметр звездочки, мм	$d = \frac{t}{\sin(180^\circ/z)},$ где z — число зубьев звездочки.
Диаметр вершин, мм	$d_e = t[0,5 + \operatorname{ctg}(180^\circ/z)]$
Ширина венца, мм	$b = 0,93B_{вн} - 0,15,$ где $B_{вн}$ — расстояние между пластинами внутреннего звена.
Число звеньев цепи	$i_t = \frac{2a}{t} + 0,5(z_1 + z_2) + \frac{t}{a} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2$ округляется до ближайшего четного
Межосевое расстояние, мм	$a = \frac{t}{4} \left[i_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(i_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$

Продолжение таблицы 3.8

1	2
Передаточное отношение	$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$
Средняя скорость, м/с	$V = \frac{t n z}{60000}$
Силы в ветвях цепной передачи	
окружная, Н	$F_t = 2000 \frac{T}{d} = 1000 \frac{P}{V};$ $F_t = F_1 - F_2$
сила натяжения цепи от собственного веса, Н	$F_q = K_f \cdot a \cdot q \cdot g,$ где q — масса одного метра цепи, кг; g — ускорение свободного падения, м/с².
Коэффициент провисания цепи	$\begin{cases} K_f = 60, \text{ при } \theta = 0^\circ; \\ K_f = 15, \text{ при } \theta = 45^\circ; \\ K_f = 10, \text{ при } \theta = 90^\circ, \end{cases}$ где θ — угол наклона цепи к горизонту, град.
центробежная, Н	$F_V = q V_{cp}^2$
сила натяжения: - ведущей ветви, Н	$F_1 = F_t + F_q + F_V$
- ведомой цепи, Н	$F_2 = F_q + F_V$
сила, передаваемая на валы, Н	$R = 1,15 F_t$
Расчеты цепной передачи	
Условие износостойкости шарниров цепи	$p \leq [p]_{изн}$
давление в шарнире, МПа	$p = \frac{K_A F_t K_H}{A_{он} K_m}$
	где h — часы работы; $A_{он}$ — площадь опорной поверхности шарнира, мм² (табл. 3.9); K_m — коэффициент, учитывающий число рядов цепи (табл. 3.10); K_A — коэффициент динамической нагрузки.

Продолжение таблицы 3.8

1	2
Условие усталостной прочности деталей цепи	$p \leq [p]_{уст}$
Допускаемое давление в шарнире, МПа	$[p]_{уст} = \frac{270K'_z K_h}{K_y K_t}$
Коэффициенты:	$K'_z = 12\sqrt{z_1}$; $K_h = 4\sqrt{\frac{15000}{h_\Sigma}}$; $K_y = 10^9 \sqrt{0,1n_1}$; $\begin{cases} K_t = 24\sqrt{\frac{t}{25,4}}, \text{ при } t \leq 25,4 \text{ мм;} \\ K_t = 6\sqrt{\frac{t}{25,4}}, \text{ при } t > 25,4 \text{ мм.} \end{cases}$
Условие статической прочности цепи	$S \geq [S]$
Фактическое значение коэффициента безопасности	$S = \frac{F_{разр}}{F_t K_{II} + F_y}$
	$K_{II} = \frac{P_{эдр}}{P_{номр}} \cdot \frac{T_{max}}{T_{ном}}$; $\begin{cases} F_y = 0H, \text{ при } V < 10 \text{ м/с;} \\ F_y = 1,36 n_1 t m, \text{ при } V \geq 10 \text{ м/с,} \end{cases}$ m — число рядов цепи.
Допускаемое значение коэффициента безопасности	$[S] = 6...8$
Проектировочные расчеты	
Шаг цепи из условия обеспечения износостойкости шарнира	$t \geq 6003 \sqrt{\frac{PK_A}{n_1 z_1 K_m [p]_{изн}}}$ — для роликовой цепи; $t \leq 0,155 d_1$ — для зубчатой цепи.

Решение

Критерием работоспособности передачи является износостойкость шарнира цепи.

Расчетное условие (РУ):

$$p = \frac{F_t \cdot K_H \cdot K_A}{A_{on} \cdot K_m} \leq [p]_{изм},$$

откуда выразим максимально возможную эквивалентную нагрузку:

$$F_{t \text{ э max}} = F_t \cdot K_H = \frac{[p]_{изм} \cdot A_{on} \cdot K_m}{K_A} = \frac{28 \cdot 395 \cdot 17}{2} = 9401 \text{ Н},$$

где $A_{on} = 395 \text{ мм}^2$ — см. табл 3.9;

$K_m = 17$ — см. табл. 3.10.

Окружная сила на ведущей звездочке:

$$F_t = \frac{F_{t \text{ э max}}}{K_H} = \frac{9401}{0,8} = 11751,3 \text{ Н}.$$

Мощность, которую может передать приводная роликовая цепь:

$$P = \frac{F_t \cdot V}{1000} = \frac{11751,3 \cdot 2,92}{1000} = 34,3 \text{ кВт}.$$

Ответ: $P = 34,3 \text{ кВт}$.

3.7.2 Справочные данные

Таблица 3.9 — Параметры приводных роликовых цепей по ГОСТ 13568-75

Обозначение цепи	t , мм	A , мм ²	B , мм	D_p , мм	A_{on} , мм ²	$F_{разр}$, кН	q , кг/м
1	2	3	4	5	6	7	8
ПР-12,7-1820-2	12,7	13,92	7,75	8,51	50	18,2	0,75
2ПР-12,7-3180						31,8	1,40
ПР-15,875-2270	15,875	16,59	9,65	10,16	71	22,7	1,00
2ПР-15,875-4540						45,4	1,90
ПР-19,05-3180	19,05	22,78	12,70	11,91	106	31,8	1,90

Продолжение таблицы 3.9

1	2	3	4	5	6	7	8
2ПР-19,05-7200						72,0	3,50
ПР-25,4-5670	25,4	29,29	15,88	15,88	180	56,7	2,60
2ПР25,4-11340						113,4	5,00
ПР-31,75-8850	31,75	35,76	19,05	19,05	262	88,5	3,80
2ПР-31,75-17700						177,0	7,30
ПР-38,1-12700	38,1	45,44	25,4	22,23	395	127,0	5,50
2ПР-38,1-25400						254,0	11,00

Таблица 3.10 — Коэффициент, учитывающий число рядов цепи

Число рядов	1	2	3	4
K_m	1	1,7	2,5	3

3.7.3 Задачи для самостоятельного решения

Задача 3.89

Проверить приводную роликовую цепь $ПР-19,05$ из условия износостойкости шарнира цепи, если на передачу действует вращающий момент $T_1 = 80$ Н·м, число зубьев ведущей звездочки $z_1 = 25$, интенсивность нагружения характеризуется коэффициентом $K_H = 1$, внешняя динамика передачи характеризуется коэффициентом $K_A = 1$. Допустимое удельное давление в шарнире цепи $[p]_{изн} = 20$ МПа.

Задача 3.90

Проверить приводную роликовую цепь $ПР-38,1$ из условия усталостной прочности пластин цепи в течение заданного срока службы, если мощность на ведущей звездочке $P_1 = 7,5$ кВт, частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 185$ мин⁻¹, число зубьев ведущей звездочки $z_1 = 23$, интенсивность нагружения характеризуется $K_H = 0,8$, внешняя динамика характеризуется коэффициентом $K_A = 1$. Допустимое удельное давление, что гарантирует прочность пластин звеньев цепи — $[p]_{уст} = 12,4$ МПа.

Задача 3.91

Рассчитать мощность, которую может передать приводная роликовая цепь $2ПР-38,1$ из условия износостойкости шарнира цепи, в передаче с числом зубьев ведущей звездочки $z_1 = 23$, частотой вращения ведущей звездочки $n_1 = 200$ мин⁻¹, коэффициентом интенсивности нагружения

$K_H = 0,8$, коэффициентом динамичности нагрузки $K_A = 2$. Допустимое удельное давление, обеспечивающее износостойкость цепи, $[p]_{изн} = 28$ МПа.

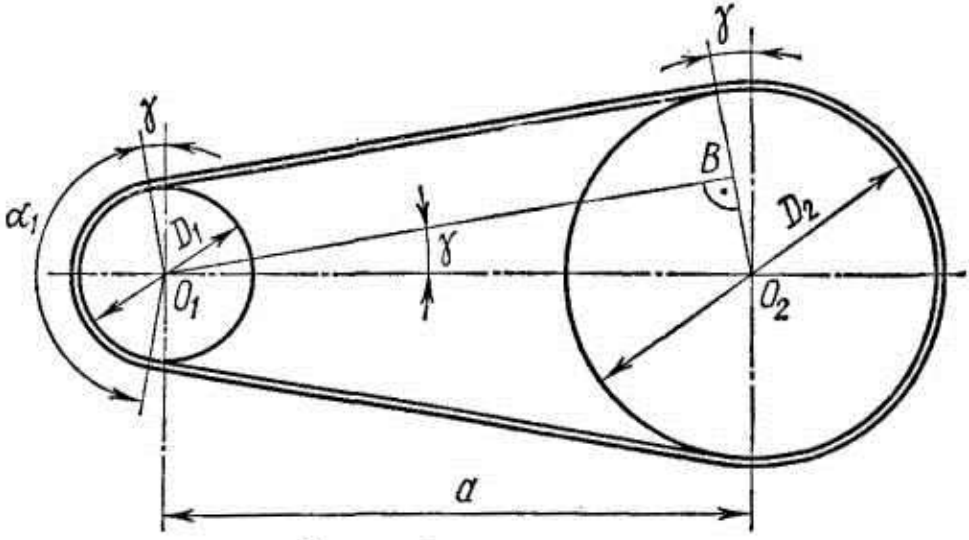
Задача 3.92

Определить максимальный крутящий момент, который может передавать приводная роликовая цепь $2ПР-19,05$ из условия усталостной прочности пластины, в передаче с числом зубьев ведущей звездочки $z_1 = 27$, коэффициентом интенсивности нагружения $K_H = 1$, коэффициентом динамичности нагрузки $K_A = 1,3$. Допустимое удельное давление, гарантирующее прочность пластин цепи, — $[p]_{уст} = 13,5$ МПа.

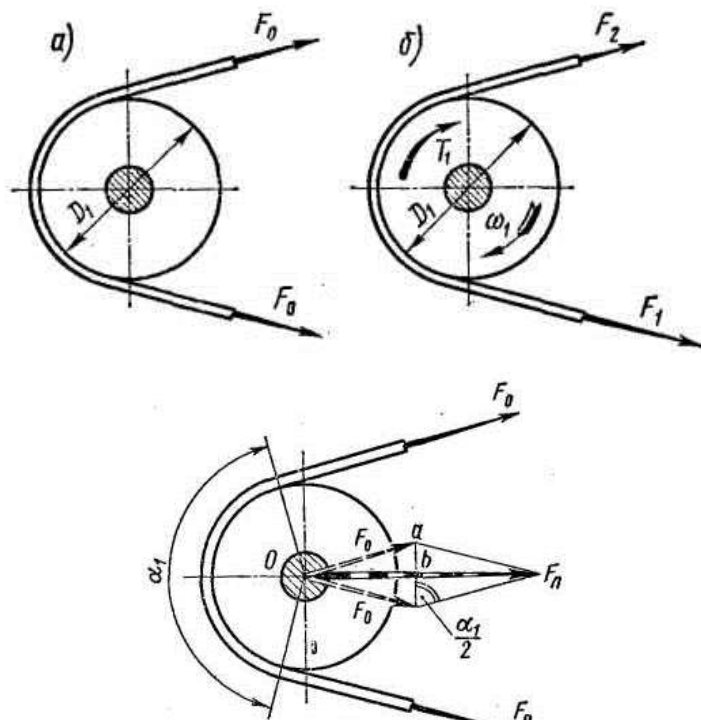
3.8 Ременные передачи

Основные формулы, используемые при расчете плоскоременных передач (рис. 3.25, 3.26), сведены в таблицу 3.11.

Таблица 3.11 — Основные расчетные формулы

Параметр	Формула
1	2
Основные характеристики передачи	
 Рисунок 3.25	
Диаметр ведущего шкива, мм	$d_1 = (1100...1350) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}$ — назначается из стандартного ряда.
Диаметр ведомого шкива, мм	$d_2 = u d_1 (1 - \varepsilon) \cong u d_1$ — назначается из стандартного ряда.

Продолжение таблицы 3.11

1	2
Длина ремня (для открытой передачи), мм	$l = 2a + \pi \frac{d_2 + d_1}{2} + \left(\frac{d_2 - d_1}{2a} \right)^2$
Длина ремня (для передачи с натяжным роликом), мм	$l = \sum l_i + \frac{\pi}{360} \sum (\alpha_i d_i),$ где l_i — длина прямолинейных участков контура; i — порядковый номер шкива.
Межосевое расстояние, мм	$a = \frac{1}{4} \left[\left(l - \pi \frac{d_2 + d_1}{2} \right) + \sqrt{\left(l - \pi \frac{d_2 + d_1}{2} \right)^2 + 8 \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2} \right]$
Угол охвата ремнем малого шкива, град	$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot (57...60)^\circ$
Передаточное отношение	$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} \cong \frac{d_2}{d_1}$
Силы в зацеплении	
 Рисунок 3.26	

Продолжение таблицы 3.11

1	2
окружная, Н	$F_t = 2000 \frac{T}{d} = 1000 \frac{P}{V}$
центробежная, Н	$F_V = \rho \cdot A \cdot V^2$, где ρ — плотность материала ремня; A — площадь сечения ремня.
предварительного натяжения ветвей ремня, Н	$F_o = \sigma_o A$
НАТЯЖЕНИЯ ведущей ветви, Н	$F_1 = F_o + F_t/2$
натяжения ведомой ветви, Н	$F_2 = F_o - F_t/2$
на валу шкива, Н	$F_\Sigma = 2F_o \sin(\alpha_1/2)$
Расчеты ременной передачи	
Коэффициент тяги	$\varphi = \frac{F_t}{2F_o} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_o}$
Коэффициент упругого скольжения	$\varepsilon = \frac{n_1 - n_2}{n_1}$
КПД	$\eta = \frac{T_2}{T_1}$
Удельная сила, Н/мм	$p = \frac{F_t}{b}$; $p_o = \frac{F_o}{b}$, где b — ширина шкива.
Допускаемая окружная сила, Н	$[F]_t = 2\varphi F_o$
Допускаемое удельное окружное усилие	$[p] = p_o C_v C_\alpha C_V / C_p$, где значения p_o , C_v , C_α , C_V , C_p — при- ведены в табл. 3.12–3.18.
Расчет передач клиновыми ремнями	
Количество клиновых ремней	$z \geq \frac{P}{[P]}$, где P — передаваемая передачей мощ- ность, кВт

Продолжение таблицы 3.11

1	2
Допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем, кВт	$[P] = P_o C_\alpha C_L / C_p$, где значения P_o , C_α , C_L , C_p приведены в таблицах 3.19–3.21
Уточненное число ремней	$z' \geq \frac{z}{C_z}$, где C_z — коэффициент числа ремней (табл. 3.22).
Параметр	Формула
Сила предварительного натяжения ветвей ремня, Н	$F_o \cong \frac{850 P_1 C_L C_p}{V C_\alpha}$
Расчет передач поликлиновыми ремнями	
Число параллельных выступов поликлиновых ремней	$z \geq \frac{10P}{[P]_{10}}$, где $[P]_{10}$ — допускаемая мощность, передаваемая ремнем с десятью выступами, кВт, приведена в таблице 3.23.

3.8.1 Пример расчета

Пример 1

Рассчитать коэффициент тяги плоскоременной передачи, передающей мощность $P_1 = 4$ кВт, при частоте вращения ведущего шкива $n_1 = 1440$ мин⁻¹ и диаметре $d_1 = 160$ мм. В передаче использован плоский ремень шириной $b = 56$ мм и толщиной $\delta = 4,5$. Напряжения от предварительного натяжения ремня $\sigma_o = 1,8$ МПа.

Решение

Коэффициент тяги рассчитывается по формуле:

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_o},$$

где $F_t = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 26,5}{160} = 331,3$ Н — полезная окружная

сила;

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{4}{1440} = 26,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad \text{— вращающий момент}$$

на ведущем шкиве;

$F_0 = \sigma_0 b \delta = 1,8 \cdot 56 \cdot 4,5 = 453,6 \text{ Н}$ — сила предварительного натяжения в ремне.

Подставив полученные значения в уравнение, определим коэффициент тяги:

$$\varphi = \frac{331,3}{2 \cdot 453,6} = 0,37.$$

Ответ: $\varphi = 0,37$.

Пример 2

Рассчитать мощность, которую может передать клиноременная передача $z = 1$ ремнями профиля B , если ведущий шкив диаметром $d_1 = 140$ мм вращается с частотой $n_1 = 1430 \text{ мин}^{-1}$ и охватывается ремнем на угол $\alpha_1 = 140^\circ$. Длина ремня $L = 1800$ мм. Коэффициент режима нагружения $C_p = 0,87$.

Решение

При расчете клиновой передачи мощность, которую может передать один ремень, определяется как:

$$P_1 = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_p,$$

где $P_0 = 2,7$ кВт — мощность, передаваемая одним клиновым ремнем эталонной передачи, определяем по таблице 3.13:

(профиль B ; $L_0 = 2240$ мм; $d_1 = 140$ мм;

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 140 \cdot 1430}{60 \cdot 1000} = 10,4 \text{ м/с};$$

$$C_\alpha = 0,89; C_L = 0,93 \text{ (т.к. } \frac{L_1}{L_0} = \frac{1800}{2240} = 0,8); C_p = 0,87 \text{ — ко-}$$

эффициенты, определяемые из таблиц 3.14, 3.15.

Таким образом, мощность, передаваемая одним ремнем равна:

$$P_1 = 2,7 \cdot 0,89 \cdot 0,93 \cdot 0,87 = 1,94 \text{ кВт.}$$

Ответ: $P_1 = 1,94$ кВт.

3.8.2 Справочные данные

Таблица 3.12 — Значения удельного окружного усилия

Число слоев, i	2	3	3	4	5	6
Диаметр ведущего шкива d_1 , мм	100	160	200	224	250	400
Удельное окр. усилие p_0 , Н/мм	6,0	9,1	9,3	12,3	15,1	18,7

Таблица 3.13 — Коэффициент угла охвата

Угол обхвата α_1 , град	150	160	170	180
Коэффициент C_α	0,91	0,94	0,97	1

Таблица 3.14 — Коэффициент, учитывающий наклон открытой передачи к горизонту

Угол наклона передачи к горизонту	0°–60°	60°–80°	80°–90°
Коэффициент C_V	1,0	0,9	0,8

Таблица 3.15 – Коэффициент скорости

Скорость ремня V , м/с	1	5	10	15	20	25	30
Коэффициент C_V	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68

Таблица 3.16 – Коэффициент режима работы

Режим работы	Коэффициент C_p								
	Э/дв. постоян- ного тока общепромыш- ленного применения			Э/дв. постоян- ного тока компаундный, $n > 600$ мин ⁻¹			Э/дв. постоян- ного тока с повышенным пусковым моментом, $n < 600$ мин ⁻¹		
	Число смен работы ремней								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Легкий	1	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
Нормальный	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7
Тяжелый	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
Очень тяжелый	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2

*Таблица 3.17 — Значение удельной окружной силы
в зависимости от силы предварительного
натяжения ремня*

Число слоев, i	2	3	3	4	4	5
d_1 , мм	100	160	160	224	280	250
F_0 , Н/мм	2,5	2,0	2,25	2,25	2,5	2,5
p_0 , Н/мм	6,0	7,3	8,5	11,4	12,5	15,1

*Таблица 3.18 — Значение удельной окружной силы
в зависимости от предварительного
напряжения*

Число слоев, i	4		4		4	6	6		8
d_1 , мм	112		140		180	180	224		280
σ_0 , МПа	1,6	1,8	1,8	2,0	2,0	1,8	1,8	2,0	1,8
p_0 , Н/мм	6,2	6,7	7,3	7,8	8,3	10,1	10,8	11,5	13,9

*Таблица 3.19 — Мощность P_0 , передаваемая одним
клиновым ремнем эталонной передачи*

Профиль	L_0 , мм	d_1 , мм	P_0 , кВт, при V_1 , м/с					
			3	5	10	15	20	25
1	2	3	4	5	6	7	8	9
О	1320	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
		90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90
А	1700	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82
		125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27
Б	2240	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,85	3,27
		160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
		180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
В	3750	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,6

Таблица 3.20 — Коэффициент C_L

L/L_0	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
C_L	0,79	0,82	0,86	0,89	0,93	1,0	1,04	1,07	1,10	1,13

Таблица 3.21 — Коэффициент C_α

α_1 , град	100	110	120	130	140	150	160	170	180
C_α	0,74	0,79	0,83	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1,0

Таблица 3.22 – Коэффициент числа ремней C_z

Число ремней	1	2...3	4...6	Свыше 6
C_z	1	0,95	0,9	0,85

Таблица 3.23 — Мощность P_{10} , передаваемая поликлиновым ремнем с 10-клиновыми выступами эталонной передачи

Профиль	L_0 , мм	d_1 , мм	P_{10} , кВт, при V_1 , м/с							
			2	5	10	15	20	25	30	35
К	710	80	0,92	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9	8,2
		100	0,97	2,2	4,0	5,6	6,9	8,0	8,7	—
Л	1600	180	3,1	7,0	12,6	17,0	20,5	22,8	23,4	22,0
М	2240	200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4	—
		250	9,1	19,7	34,4	45,9	53,8	57	56	48

Таблица 3.24 — Рекомендуемые значения T_1

Профиль	О	А	Б	В	Г
Рекомендуемый T_1 , Н м	<30	15–60	50–150	120–600	450–2400

3.8.3 Задачи для самостоятельного решения

Коэффициент скольжения

Задача 3.93

Фактическое передаточное число ременной передачи составляет $U = 1,314$, диаметры ведущего и ведомого шкивов соответственно равны $d_1 = 125$ мм и $d_2 = 160$ мм. Рассчитать коэффициент упругого скольжения и частоту вращения ведущего шкива, если частота вращения ведомого — $n_2 = 722$ мин⁻¹.

Задача 3.94

Диаметры ведущего и ведомого шкива соответственно равны $d_1 = 90$ мм и $d_2 = 125$ мм. Коэффициент упругого скольжения $\varepsilon = 2,4\%$. Рассчитать передаточное число и частоту вращения ведущего шкива $n_1 = 700$ мин⁻¹.

Задача 3.95

В ременной передаче известен диаметр ведущего шкива $d_1 = 140$ мм, частота его вращения $n_1 = 935$ мин⁻¹, передаточное число $U = 1,462$ и коэффициент упругого скольжения $\varepsilon = 0,023$. Рассчитать диаметр ведомого шкива и частоту его вращения.

Задача 3.92

Диаметры ведущего и ведомого шкивов ременной передачи соответственно равны $d_1 = 125$ мм и $d_2 = 180$ мм, а их частоты вращения $n_1 = 1430$ мин⁻¹ и $n_2 = 940$ мин⁻¹. Рассчитать коэффициент упругого скольжения.

Коэффициент тяги

Задача 3.96

Рассчитать коэффициент тяги плоскоременной передачи, передающей мощность $P_1 = 4$ кВт, при частоте вращения ведущего шкива $n_1 = 1440$ мин⁻¹ и диаметре $d_1 = 160$ мм. В передаче использован плоский ремень шириной $b = 56$ мм и толщиной $\delta = 4,5$. Напряжения от предварительного натяжения ремня $\sigma_0 = 1,8$ МПа.

Задача 3.97

Натяжение ветвей ремня в работающей ременной передаче: ведущей — $F_1 = 3100$ Н, ведомой — $F_2 = 760$ Н. Рассчитать коэффициент тяги.

Задача 3.98

Ведущий шкив ременной передачи диаметром $d_1 = 125$ мм нагружается вращающим моментом $T_1 = 30$ Н·м. Коэффициент тяги передачи $\varphi = 0,46$. Рассчитать натяжение ветвей ремня.

Задача 3.99

Диаметр ведущего шкива ременной передачи $d_1 = 90$ мм, ее фактическое передаточное число $U_\phi = 1,423$, коэффициент упругого скольжения $\varepsilon = 0,024$, коэффициент тяги $\varphi = 0,36$, усилие предварительного натяжения ветви $F_0 = 430$ Н. Рассчитать вращающий момент на валу ведомого шкива.

Расчет плоскоременной передачи

Задача 3.100

Плоскоременная передача передает мощность $P_1 = 0,5$ кВт при частоте вращения ведущего шкива $n_1 = 965$ мин⁻¹ и диаметре $d_1 = 100$ мм. Число слоев прорезиненного ремня $i = 2$. Условия эксплуатации передачи заданы: углом обхвата ремнем ведущего шкива $\alpha_1 = 160^\circ$; углом наклона линии центров к горизонту $\theta = 30^\circ$. При расчете принять коэффициент режима работы $C_p = 0,9$ и рассчитать ширину ремня.

Задача 3.101

Прорезиненный плоский ремень на основе бельтинга 320 имеет число прокладок $i = 3$, толщину $\delta = 3,75$ и ширину $b = 63$ мм. Удельное усилие предварительного натяжения $F_0 = 2,25$ Н/мм. Диаметр ведущего шкива $d_1 = 160$ мм, частота его вращения $n_1 = 965$ мм. Условия работы передачи: угол обхвата ремнем ведущего шкива $\alpha_1 = 160^\circ$; угол наклона линии центров к горизонту $\theta = 0^\circ$; коэффициент режима работы $C_p = 0,68$. Рассчитать максимальную мощность, которую может передать ременная передача.

Задача 3.102

Рассчитать вращающий момент на валу ведущего шкива плоскоременной передачи с текстильным хлопчатобумажным ремнем. Число слоев ремня $i = 4$, толщина $\delta = 4,5$ и ширина $b = 60$ мм. Ведущий шкив диаметром $d_1 = 140$ мм обхвачен ремнем на угол $\alpha_1 = 160^\circ$. Предварительное натяжение ремня вызывает в нем напряжения $\sigma_0 = 1,8$ МПа. Условия работы передачи определяются также углом наклона линии центров к горизонту $\theta = 45^\circ$. Скорость ремня равна $V = 7,5$ м/с. Коэффициент режима нагружения равен $C_p = 0,68$.

Задача 3.103

При испытании плоского текстильного хлопчатобумажного ремня толщиной $\delta = 4,5$ мм и шириной $b = 50$ мм ($i = 4$) предварительным натяжением в нем создаются напряжения $\sigma_0 = 1,8$ МПа. Рассчитать мощность, которой можно нагрузить передачу в эталонных условиях, если диаметры ее шкивов $d_1 = d_2 = 112$ мм.

Расчеты клиноременной и поликлиновой передач

Задача 3.104

Рассчитать мощность, которую может передать клиноременная передача $z=1$ ремнями профиля B , если ведущий шкив диаметром $d_1=140$ мм вращается с частотой $n_1=1430$ мин⁻¹ и охватывается ремнем на угол $\alpha_1=140^\circ$. Длина ремня $L=1800$ мм. Коэффициент режима нагружения $C_p=0,87$.

Задача 3.105

Рассчитать вращающий момент на ведущем шкиве в передаче с поликлиновым ремнем заданного профиля с $z=30$ клиновыми выступами. Ведущий шкив диаметром $d_1=250$ мм вращается с частотой $n_1=765$ мин⁻¹. Угол обхвата ремнем обода ведущего шкива $\alpha_1=140^\circ$, длина ремня $L=2690$ мм, коэффициент режима работы $C_p=0,75$.

Задача 3.106

Назначить профиль и число ремней клиноременной передачи, передающей мощность $P_1=7$ кВт при частоте вращения ведущего шкива $n_1=1530$ мин⁻¹ и диаметре $d_1=125$ мм. Длина ремня в передаче соответствует эталонной, ведущий шкив охватывается ремнем на угол $\alpha_1=160^\circ$, коэффициент режима нагружения $C_p=0,9$.

4 ВАЛЫ, ПОДШИПНИКИ, МУФТЫ

Принятые обозначения

Величина	Обозначение
1	2
Нормальное напряжение, МПа:	σ
- растяжения	σ_p
- сжатия	$\sigma_{сж}$
- изгиба	σ_u
- контактное	σ_H
- амплитудное	σ_a
- среднее	σ_m
- циклическое	σ_r
- при симметричном цикле изменения	σ_{-1}
- при пульсирующем цикле изменения	σ_0
- допускаемое значение	$[\sigma]$
Касательные напряжения, МПа	τ
- кручения	$\tau_{кр}$
- среза	$\tau_{ср}$
- амплитудное	τ_a
- среднее	τ_m
- циклическое	τ_r
- при симметричном цикле изменения	τ_{-1}
- при пульсирующем цикле изменения	τ_0
- допускаемое значение	$[\tau]$
Предел прочности, МПа:	
- по нормальным напряжениям	σ_B
- по касательным напряжениям	τ_B
Предел текучести, МПа	
- по нормальным напряжениям	σ_T
- по касательным напряжениям	τ_T
Запас прочности:	S
- по нормальным напряжениям	S_σ
- по касательным напряжениям	S_τ
- допускаемый	$[S]$

1	2
Коэффициент асимметрии цикла	r
Коэффициент, характеризующий чувствительность материала цикла к асимметрии цикла	
- по нормальным напряжениям	ψ_{σ}
- по касательным напряжениям	ψ_{τ}
Сила в зацеплении зубчатых колес, Н	
- окружная	F_t
- радиальная	F_r
- осевая	F_a
Реакции опор, Н	R
Момент изгибающий, Н·м	M_u
Момент крутящий, Н·м	T
Коэффициенты, учитывающие влияние	
- всех факторов, суммарный	$K_{\sigma D}, K_{\tau D}$
- концентрации	K_{σ}, K_{τ}
- абсолютных размеров	$K_{d\sigma}, K_{d\tau}$
- шероховатости	K_F
- упрочнения	K_V
Базовая динамическая грузоподъемность подшипника, Н	C
- радиальная	C_r
- осевая	C_a
Эквивалентная динамическая нагрузка, Н	P
- радиальная	P_r
- осевая	P_a
Ресурс подшипников	
- в млн. оборотов	L_{10a}
- в часах	L_{10h}
Коэффициенты	
- безопасности	K_B
- температурного режима работы	K_T
- направления вращения кольца	V
- условий эксплуатации	a_{23}
- типа подшипника	X, Y (табл. 4.6–4.9)
Момент сопротивления, мм ³	
- осевой	W_o
- при кручении	W_K

4.1 Проверочный расчет вала на выносливость

Проверочный расчет вала на выносливость состоит в определении запаса прочности фактического напряженного состояния в опасном сечении относительно состояния разрушения и сравнения этого запаса с допускаемыми значениями:

$$S \geq [S]. \quad (4.1)$$

Запас прочности S при совместном действии нормальных и касательных напряжений может быть рассчитан по формуле:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}, \quad (4.2)$$

где $S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$ — запас прочности по нормальным напряжениям;

$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$ — запас прочности по касательным напряжениям.

Выбор и назначение величин, входящих в расчетные формулы:

– σ_a , σ_m — переменные (индекс a) и постоянные (индекс m) составляющие циклов нормальных напряжений:

Если внешние нагрузки по положению относительно рассчитываемой детали неизменны, то:

$$\sigma_a = \sigma_u; \sigma_m = \sigma_{p(cж)}.$$

– τ_a , τ_m — переменные (индекс a) и постоянные (индекс m) составляющие циклов касательных напряжений:

Различают два случая:

– вал работает в реверсивном режиме (симметричный цикл):

$$\tau_a = \tau_{кр}; \tau_m = 0;$$

– режим работы вала не реверсивный (пульсирующий цикл как худший из возможных):

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{кр}}{2}.$$

– σ_{-1}, τ_{-1} — пределы выносливости соответственно при симметричном цикле изгиба и симметричном цикле кручения, МПа. Данные об этих величинах для основных материалов, применяемых при изготовлении валов, приведены в табл. 4.1;

– $K_{\sigma D}, K_{\tau D}$ — суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости соответственно при изгибе (индекс σ) и при кручении (индекс τ):

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + K_F - 1 \right) / K_V;$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + K_F - 1 \right) / K_V,$$

где K_{σ}, K_{τ} — эффективные коэффициенты концентрации соответственно при симметричном изгибе и кручении. Некоторые значения этих коэффициентов приведены в табл. 4.3. При наличии в одном сечении нескольких концентраторов напряжений учитывается один из них — тот, для которого K_{σ}, K_{τ} наибольшие;

$K_{d\sigma}, K_{d\tau}$ — коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения. Значения этих коэффициентов приведены в табл. 4.5. В местах напрессовки деталей на валы или оси у края ступицы возникает концентрация напряжений и коррозия трения, приводящие к резкому снижению пределов выносливости. При расчете валов и осей в месте посадки деталей используют отношения $K_{\sigma} / K_{d\sigma}$ и $K_{\tau} / K_{d\tau}$;

K_F — коэффициент влияния шероховатости поверхности (табл. 4.2);

K_V — коэффициент влияния упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением;

– $\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ — коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений. Усредненные значения этих коэффициентов приведены в табл. 4.4.

4.1.1 Пример расчета

Пример 1

Проверить на выносливость входной вал червячного редуктора в сечении под колесом (рис. 4.1).

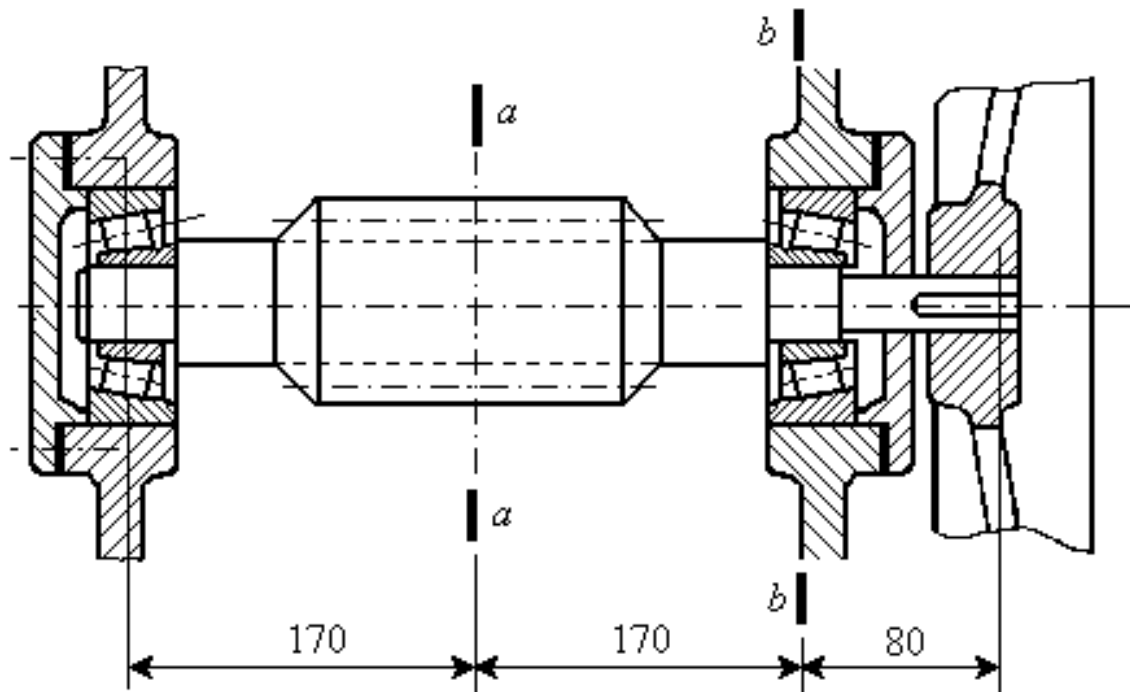


Рисунок 4.1 — Входной вал червячного редуктора

На входном валу закреплен шкив горизонтально расположенной ременной передачи. На вал действуют силы от червячной передачи: $F_{t1} = 2325$ Н, $F_{r1} = 3010$ Н, $F_{a1} = 8267$ Н, а также нагрузка от ременной передачи $F_c = 1400$ Н. Передаваемый вращающий момент $T_{вр1} = 93$ Н·м. Диаметр окружности впадин червяка равен $d_{f1} = 55$ мм, диаметр вала в опоре $d_o = 35$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 340$ мм. Положение действующих на вал нагрузок определяется координатами $a = b = 140$ мм, $c = 80$ мм. Материал червяка — *сталь 45*, витки червяка окончательно обработаны резцом, шероховатость $Ra = (0,32...2,5)$ мкм, твердость поверхности $HRC < 45$. Допускаемый запас прочности для вала $[S] = 2,5$.

При составлении расчетной схемы направление действия окружной силы на червяке и усилие ременной передачи принять одинаковым, осевую силу на червяке направить на опору, расположенную вблизи шкива. При опасном сечении в опоре вала в качестве концентратора напряжений принимать посадку с натягом.

Решение

Составим расчетную схему загрузки вала (рис. 4.2).

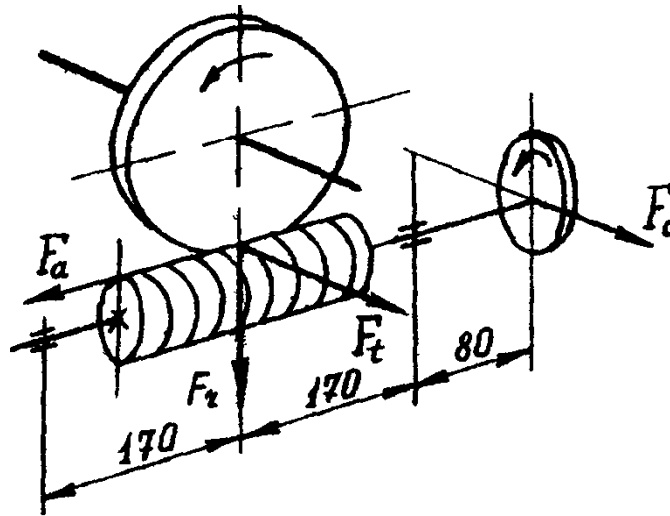


Рисунок 4.2 — Расчетная схема входного вала червячного редуктора

Построим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях и вращающего момента (рис. 4.3), предварительно определив реакции в опорах:

Горизонтальная плоскость

$$\sum M_A = 0;$$

$$F_{t1} \cdot 170 - R_{B_{гор}} \cdot (170 + 170) + F_c (170 + 170 + 80) = 0;$$

$$R_{A_{гор}} = \frac{F_{t1} \cdot 170 - F_c \cdot 80}{340} = \frac{2325 \cdot 170 - 1400 \cdot 80}{340} \cong 833 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$R_{A_{гор}} \cdot (170 + 170) - F_{t1} \cdot 170 + F_c \cdot 80 = 0;$$

$$R_{B_{гор}} = \frac{F_{t1} 170 + F_c 420}{340} = \frac{2325 \cdot 170 + 1400 \cdot 420}{340} \cong 2892 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$\sum F_Y = -F_{t1} - F_c + R_{A_{гор}} + R_{B_{гор}} = 0;$$

$$-2325 - 1400 + 833 + 2892 = 0.$$

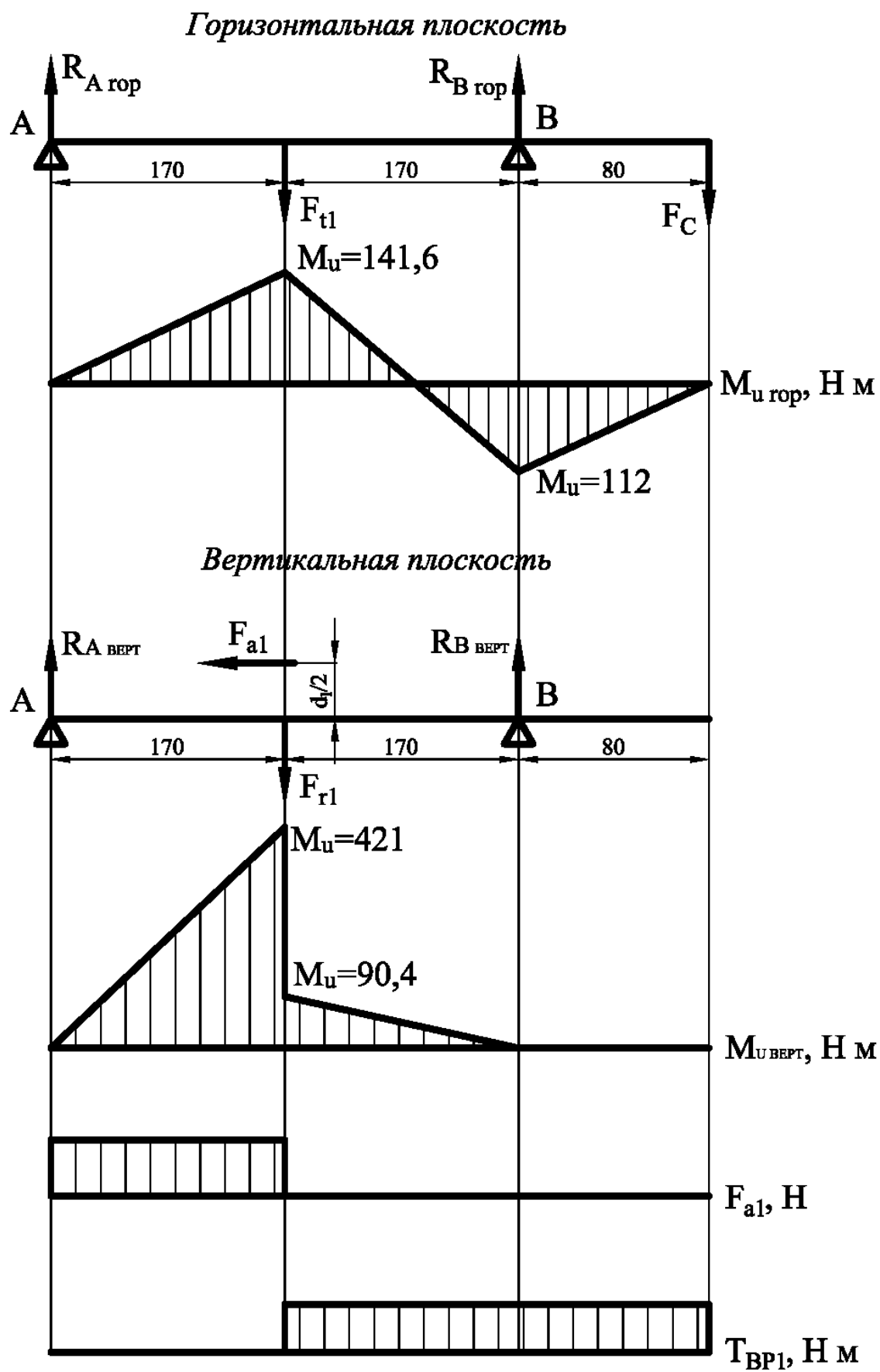


Рисунок 4.3 — Эпюры изгибающих и крутящего моментов

$$\sum M_A = 0;$$

$$F_{t1} \cdot 170 - R_{A_{гор}} \cdot (170 + 170) + F_C (170 + 170 + 80) = 0;$$

$$R_{A_{гор}} = \frac{F_{t1} \cdot 170 - F_C \cdot 80}{340} = \frac{2325 \cdot 170 - 1400 \cdot 80}{340} \cong 833 \text{ Н};$$

Проверка:

$$\begin{aligned} \sum F_Y &= -F_r + R_{A_{верт}} + R_{B_{верт}} = 0; \\ -3010 + 2478 + 532 &= 0. \end{aligned}$$

Проведя анализ эпюр, можно определить, что опасным для вала является сечение $a - a$.

Для сечения $a - a$:

$$F_{a1} = 8267 \text{ Н}; T_{вр1} = 93 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{u\Sigma} = \sqrt{M_{изгор}^2 + M_{иверт}^2} = \sqrt{141,610^2 + 421,260^2} \cong 423 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Для сечения $b - b$:

$$F_{a1} = 0 \text{ Н}; T_{вр1} = 93 \text{ Н}\cdot\text{м}; M_{u\Sigma} = M_{изгор} = 112 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определяем общие запасы прочности в опасных сечениях:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}};$$

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}.$$

Принимается для стали 45 нормализованной:

$$\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}; \tau_{-1} = 150 \text{ МПа (см. табл. 4.1);}$$

$$\psi_\sigma = 0,20; \psi_\tau = 0,10 \text{ (см. табл. 4.4);}$$

$$k_{\sigma D} = \left(\frac{k_\sigma}{k_{d\sigma}} + k_F - 1 \right) / k_V; k_{\tau D} = \left(\frac{k_\tau}{k_{d\tau}} + k_F - 1 \right) / k_V.$$

Для сечения $a - a$ (круг диаметром 55 мм):
 $k_{\sigma} = 2,3$; $k_{\tau} = 1,7$ (см. табл. 4.3); $k_{d\sigma} = k_{d\tau} = 0,8$ (см. табл. 4.5);
 $k_F = 1,1$ (см. табл. 4.2).

Таким образом, подставив значения коэффициентов, определим:

$$k_{\sigma D} = \left(\frac{2,3}{0,8} + 1,1 - 1 \right) / 1 = 2,975; \quad k_{\tau D} = \left(\frac{1,7}{0,8} + 1,1 - 1 \right) / 1 = 2,225.$$

Принимается, что изменения нормальных напряжений происходит по симметрическому циклу, т. е.:

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_{u\Sigma}}{W} = \frac{423 \cdot 1000}{0,1 \cdot 55^3} \cong 25,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = \sigma_{сж} = \frac{4F_a}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 8267}{3,14 \cdot 55^2} \cong 3,5 \text{ МПа}.$$

Принимается, что изменения касательных напряжений происходит по пульсирующему циклу, т. е.:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{кр}}{2} = \frac{T}{2W_p} = \frac{93 \cdot 1000}{2 \cdot 0,2 \cdot 55^3} = 1,4 \text{ МПа}.$$

Определив все требуемые величины, рассчитаем запасы прочности по нормальным, касательным напряжениям:

$$S_{\sigma} = \frac{250}{2,975 \cdot 25,5 + 0,2 \cdot 3,5} \cong 3,3;$$

$$S_{\tau} = \frac{150}{2,225 \cdot 1,4 + 0,1 \cdot 1,4} = 46,1;$$

И, наконец, суммарный коэффициент запаса прочности для сечения $a - a$ равен:

$$S = \frac{3,3 \cdot 46,1}{\sqrt{3,3^2 + 46,1^2}} \cong 3,3.$$

Поскольку $S = 3,3 \geq [S] = 2,5$, то выносливость вала в сечении $a - a$ обеспечена.

Ответ: $S = 3,3$, выносливость вала обеспечена.

4.1.2 Справочные данные

Таблица 4.1 — Значение коэффициента влияния шероховатости поверхности K_F

Среднее арифметическое отклонение профиля R_a , мкм	Значение K_F при σ_s , МПа		
	400	600	1200
0,08...0,32	1	1	1
0,32...2,5	1,05	1,1	1,25
5...20	1,2	1,25	1,5

Таблица 4.2 — Усредненные значения коэффициентов чувствительности материала к асимметрии цикла

Материал	Коэффициенты	
	ψ_σ	ψ_τ
Малоуглеродистые стали	0,15	0,05
Среднеуглеродистые стали	0,20	0,10
Легированные стали	0,25	0,15

Таблица 4.3 — Механические характеристики материалов валов и осей

Марка стали	Твердость, НВ	σ_{σ}	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	ГОСТ
		МПа					
Ст. 5	190	520	280	150	220	130	380-88
Ст. 6	200	650	330	220	270	170	
Сталь 35	190	540	320	190	230	135	1050-88
Сталь 45	200	600	340	220	250	150	
Сталь 40X	200	730	500	280	320	200	4543-88
Сталь 40XH	240	820	650	390	260	210	
Сталь 20X	197	650	400	240	300	160	
Сталь 12XH3A	260	950	700	490	420	210	
Сталь 18XГТ	330	1150	950	665	520	280	
Сталь 30XГТ	320	1150	950	665	520	310	

Таблица 4.4 — Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ

Концентратор	Значение K_σ		Значение K_τ	
	при σ_σ , МПа		при σ_σ , МПа	
	Менее 700	Свыше 1000	Менее 700	Свыше 1000
Шпоночные канавки	1,75	2	1,50	1,90
Шлицы прямобоочные	1,60	1,75	2,45	2,80
Витки червяка	2,30	2,50	1,70	1,90
Валы-шестерни	1,60	1,75	1,50	1,60
Посадка подшипников на валы	2,40	3,60	1,80	2,50

Таблица 4.5 — Значения коэффициентов влияния абсолютных размеров $K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ в зависимости от диаметра вала

Напряженное состояние	Материал	Значение K_d при диаметре вала, мм						
		15	20	30	40	50	70	100
Прогиб, кручение	Углеродистая сталь	0,96	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,7
	Высоколегированная сталь	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59

4.1.3 Задачи для самостоятельного решения

Задача 4.1

Проверить на выносливость выходной вал червячного редуктора в сечении под колесом (рис. 4.4).

На выходном валу закреплена звездочка горизонтально расположенной цепной передачи. На вал действуют силы от червячной передачи: $F_{t2} = 4053$ Н, $F_{r2} = 1476$ Н, $F_{a2} = 1278$ Н, а также нагрузка от цепной передачи $F_\sigma = 4550$ Н. Передаваемый вращающий момент $T_{вр2} = 406$ Н·м. Диаметр вала под колесом $d_b = 50$ мм, делительный диаметр червячного колеса $d_2 = 232$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 130$ мм. Положение червячного колеса и ведущей звездочки цепной передачи определяется координатами $a = b = c = 65$ мм. Материал вала — сталь 45 без поверхностного упрочнения. Шероховатость вала

под колесом $Ra = (0,32...2,5)$ мкм. Концентратор напряжений — шпоночная канавка. Допустимый запас прочности $[S] = 2,0$. При составлении расчетной схемы силу F_{t2} и силу F_b направить в разные стороны, а силу F_{a2} направить на подшипник, расположенный вблизи звездочки цепной передачи.

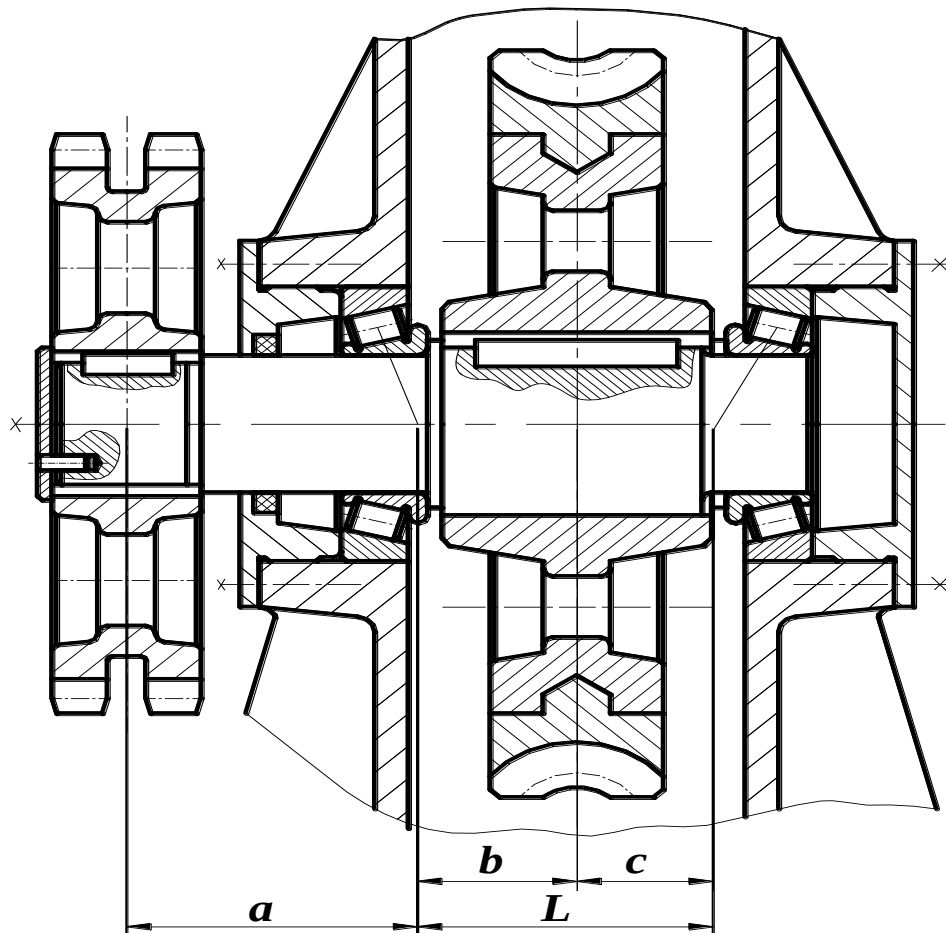


Рисунок 4.4 — Выходной вал червячного редуктора

Задача 4.2

Проверить на выносливость выходной вал червячного редуктора в сечении под подшипником (рис. 4.5). На выходном валу закреплена звездочка горизонтально расположенной цепной передачи.

На вал действуют силы от червячной передачи: $F_{t2} = 4053$ Н, $F_{r2} = 1476$ Н, $F_{a2} = 1278$ Н а также нагрузка от цепной передачи $F_b = 4550$ Н. Передаваемый вращающий момент $T_{вр2} = 406$ Н·м. Диаметр вала в опоре $d_o = 50$ мм, делительный диаметр червячного колеса $d_2 = 232$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 130$ мм. Положение червячного колеса и ведущей звездочки цепной передачи определяется

координатами $a = b = c = 65$ мм. Материал вала — Сталь 45 без поверхностного упрочнения. Шероховатость вала под колесом $Ra = (0,08...0,32)$ мкм. Концентратор напряжений — посадка подшипника качения. Допустимый запас прочности $[S] = 2,5$.

При составлении расчетной схемы силу F_{t2} и силу F_r направить в разные стороны, а силу F_{a2} направить на подшипник, расположенный вблизи звездочки цепной передачи.

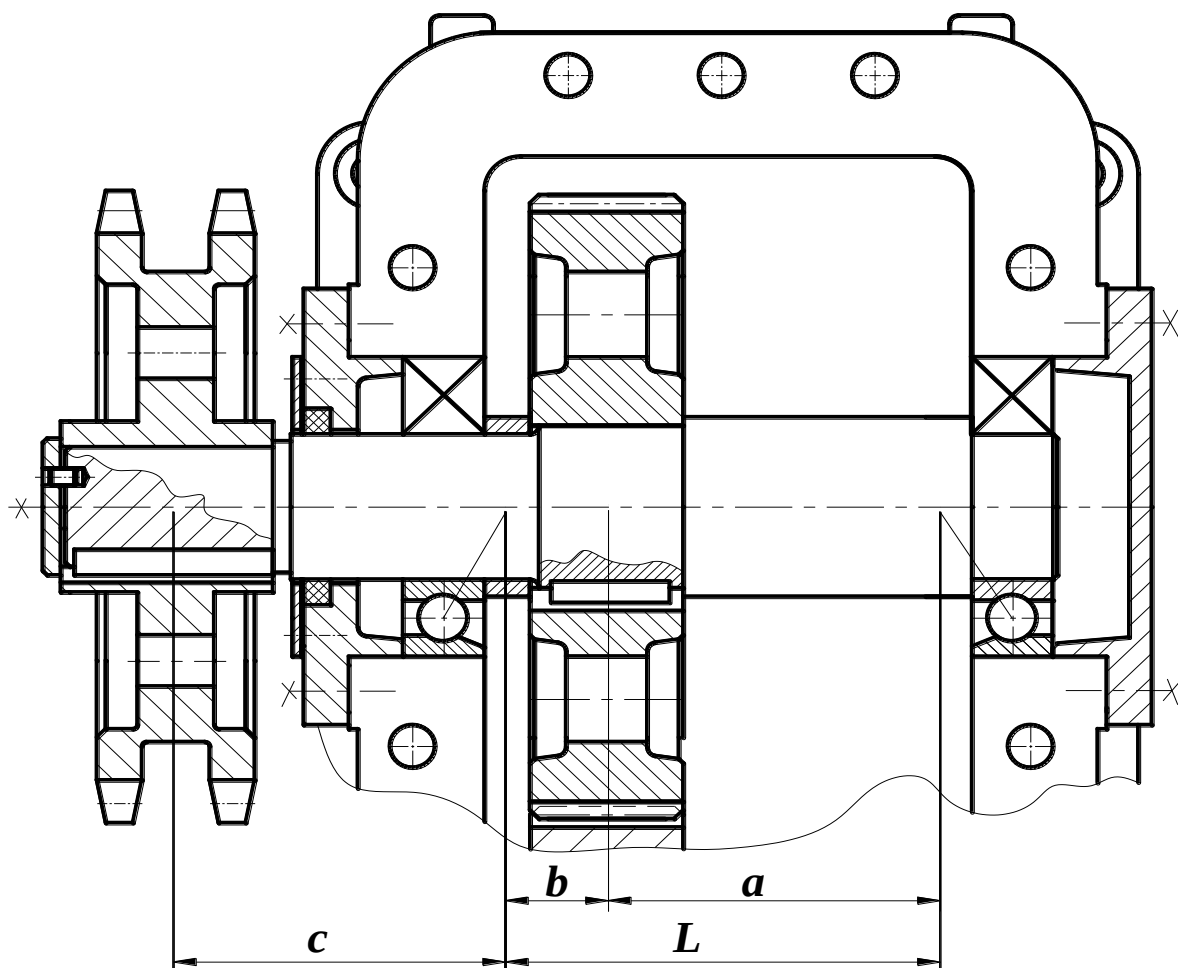


Рисунок 4.5 — Выходной вал соосного редуктора

Задача 4.3

Выполнить проверочный расчет на выносливость опасного сечения промежуточного вала цилиндрического соосного редуктора (рис. 4.6). На валу установлены колеса с косым зубом. На вал действуют силы: $F_{t3} = 1210$ Н, $F_{r3} = 456$ Н, $F_{a3} = 324$ Н и $F_{t2} = 341$ Н, $F_{r2} = 128$ Н, $F_{a2} = 91$ Н. Передаваемый вращающий момент $T_{вп3} = 26,6$ Н·м. Диаметр вала под шестерней и колесом $d_b = 20$ мм, зубчатые колеса соединены с валом посредством шпонки.

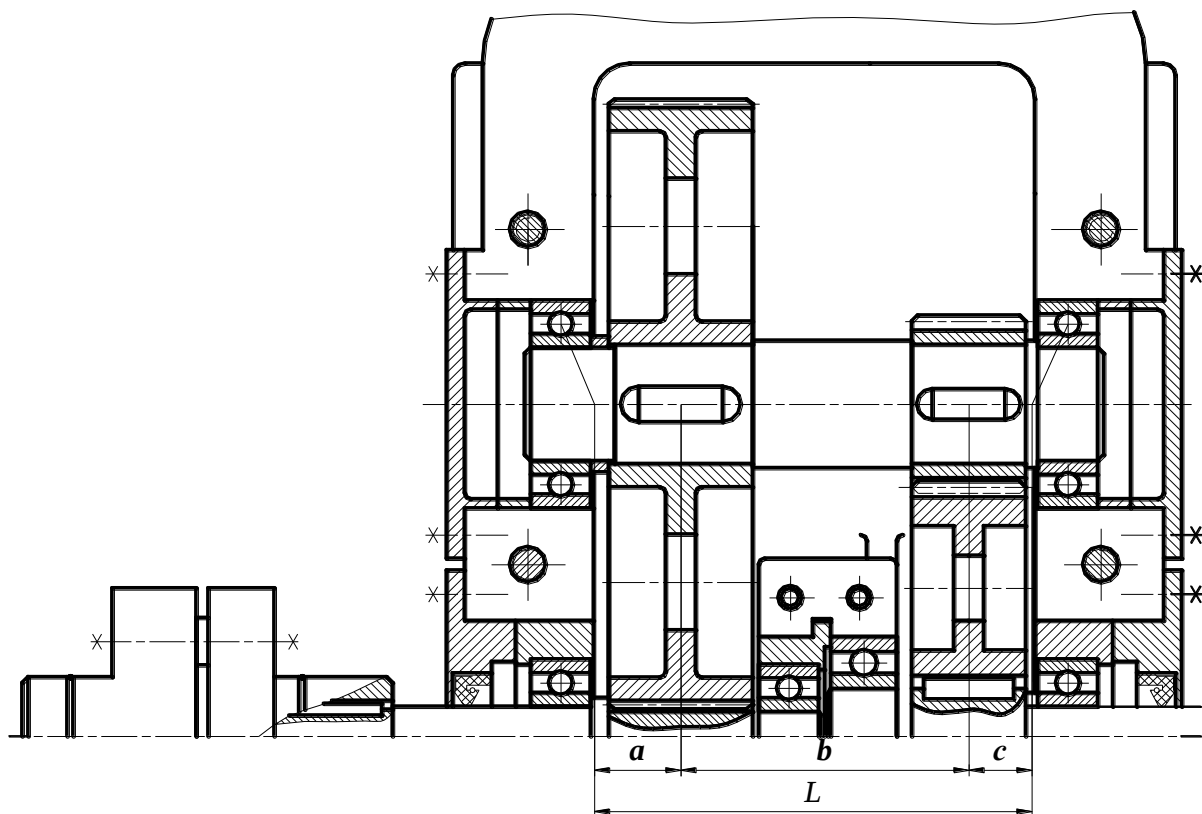


Рисунок 4.6 — Промежуточный вал соосного редуктора

Делительный диаметр колеса равен $d_{k2} = 156$ мм, делительный диаметр шестерни $d_{ш3} = 44$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 135$ мм. Положение колес на валу определяется координатами $a = c = 25$ мм, $b = 85$ мм. Материал вала — сталь 40Х без поверхностного упрочнения. Шероховатость поверхности вала под колесами $Ra = (0,32...2,5)$ мкм. Допустимый запас прочности $[S] = 2,5$. Концентратор напряжений — шпоночная канавка.

При составлении расчетной схемы для вала внешние осевые силы направить на опору вблизи шестерни.

Задача 4.4

Проверить на выносливость опасное сечение промежуточного вала двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора (рис. 4.7).

На вал действуют силы: $F_{t2} = 2532$ Н, $F_{r2} = 250$ Н, $F_{a2} = 887$ Н и $F_{t3} = 5064$ Н, $F_{r3} = 1843$ Н. Передаваемый вращающий момент $T_{вр3} = 26,6$ Н·м. Делительный диаметр конического колеса $d_{k2} = 100$ мм. Делительный диаметр прямозубой цилиндрической ше-

стерни $d_{ш3} = 50$ мм. Диаметр вала под колесами $d_b = 30$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 155$ мм. Положение колес на валу определяется координатами $a = 50$ мм, $b = 45$ мм, $c = 60$ мм.

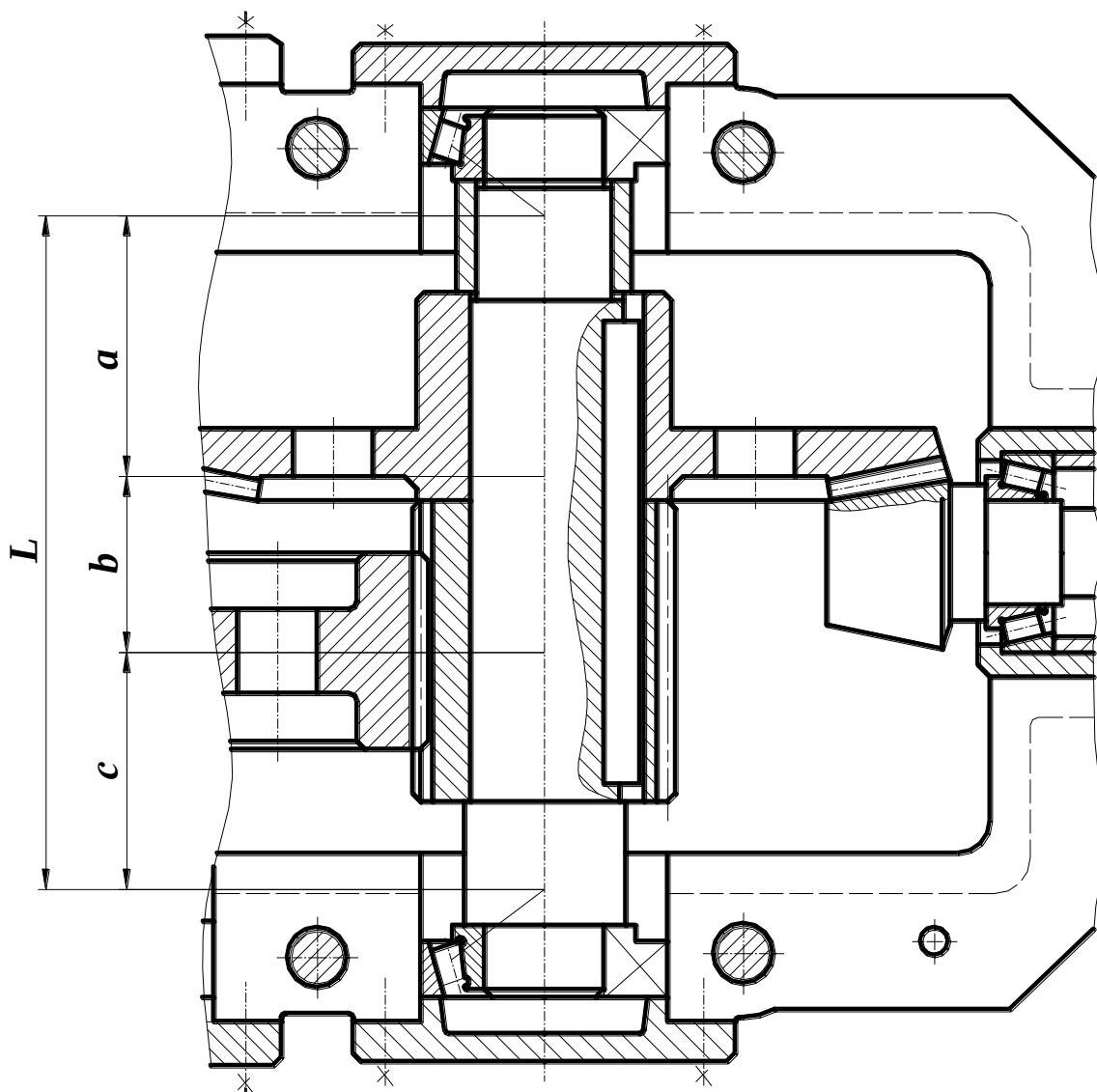


Рисунок 4.7 — Промежуточный вал коническо-цилиндрического редуктора

Материал вала — сталь 40Х без поверхностного упрочнения. Шероховатость вала под зубчатыми колесами $Ra = (0,32...2,5)$ мкм. Концентратором напряжений является шпоночная канавка. Допустимый запас прочности $[S] = 2,5$. При расчетах осевую силу на коническом колесе прикладывать на внешнем делительном диаметре.

На вал действуют силы, возникающие в зацеплении: $F_{t4} = 1205$ Н, $F_{r4} = 457$ Н, $F_{a4} = 351$ Н и усилие от цепной передачи $F_b = 1446$ Н. Передаваемый вращающий момент $T_{вр4} = 94,4$ Н·м. Диаметр вала

под колесом $d_b = 30$ мм. Делительный диаметр колеса равен $d_{k4} = 156$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 135$ мм. Диаметр шейки вала в опоре подшипника равен $d_0 = 25$ мм. Положение деталей на валу определяется координатами $a = 25$ мм, $b = 110$ мм, $c = 60$ мм. Материал вала — *сталь 40X* без поверхностного упрочнения ($\sigma_b = 700$ МПа). Шероховатость посадочной поверхности вала под подшипником $Ra = (0,08...0,32)$ мкм, под зубчатым колесом $Ra = (0,32...2,5)$ мкм. Допустимый запас прочности $[S] = 2,2$.

При составлении расчетной схемы внешнюю осевую силу направить на подшипник, расположенный вблизи звездочки цепной передачи. Усилие от цепной передачи направить в ту же сторону, что и радиальное усилие зубчатого зацепления. В опасном сечении в опоре подшипника концентратором напряжений является посадка подшипника на вал.

Задача 4.5

Определить фактический запас прочности при расчете на выносливость входного вала конического редуктора. На выходном конце вала закреплена упругая компенсирующая муфта типа МУВП (рис. 4.8).

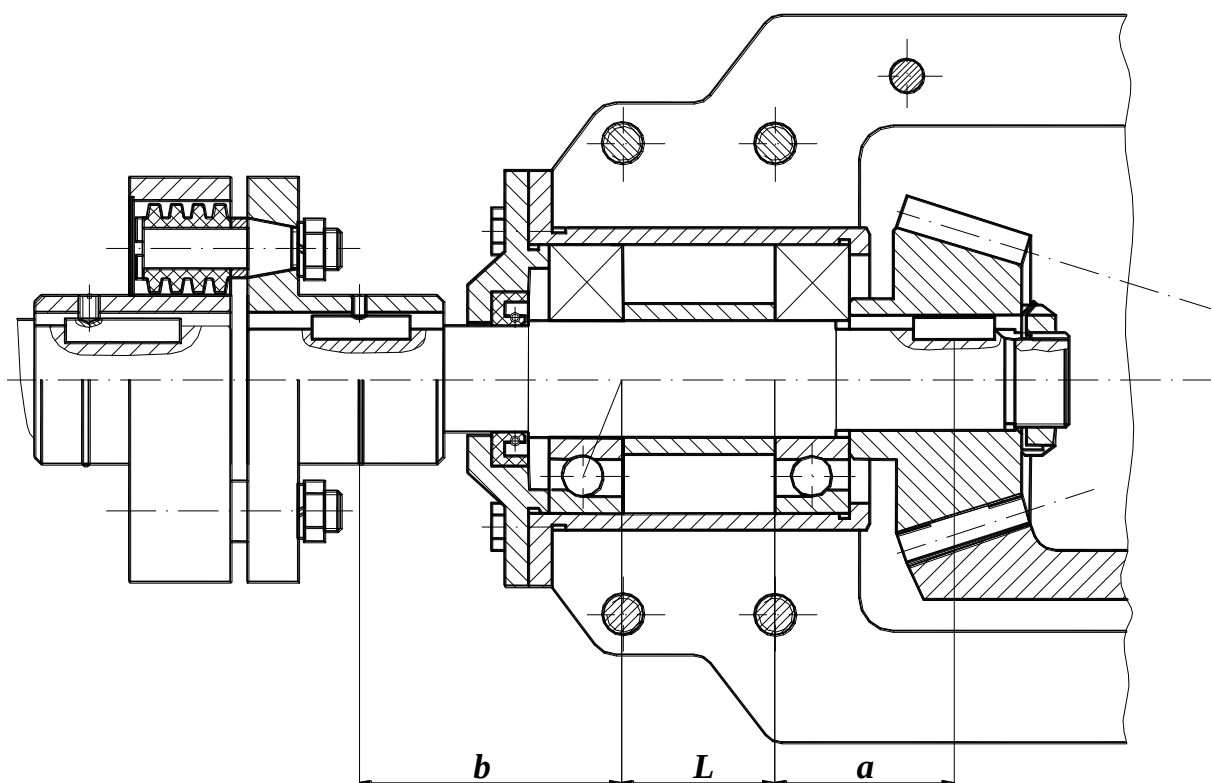


Рисунок 4.8 — Входной вал конического редуктора

На вал действуют силы от конической передачи: $F_{t1} = 2794$ Н, $F_{r1} = 969$ Н, $F_{a1} = 310$ Н, а также радиальное усилие со стороны муфты

$F_M = 552$ Н. Передаваемый вращающий момент $T_{\text{вп}1} = 96,6$ Н·м. Делительный диаметр конической шестерни $d_{\text{ш}1} = 67$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 78$ мм. Положение конической шестерни и муфты относительно опор определяется координатами $a = 25$ мм, $b = 90$ мм.

Диаметр вала в опоре $d_o = 45$ мм. Материал вала — *сталь 45* без упрочнения. Шероховатость поверхности вала под подшипником $Ra = (0,08...0,32)$ мкм.

Силы в коническом зацеплении следует прикладывать на внешнем делительном диаметре. При составлении расчетной схемы окружные силы от зубчатого колеса и муфты необходимо направить в одну сторону.

Задача 4.6

Проверить на выносливость в опасном сечении входной вал червячного редуктора. На валу закреплен шкив горизонтально расположенной поликлиновой ременной передачи (рис. 4.9).

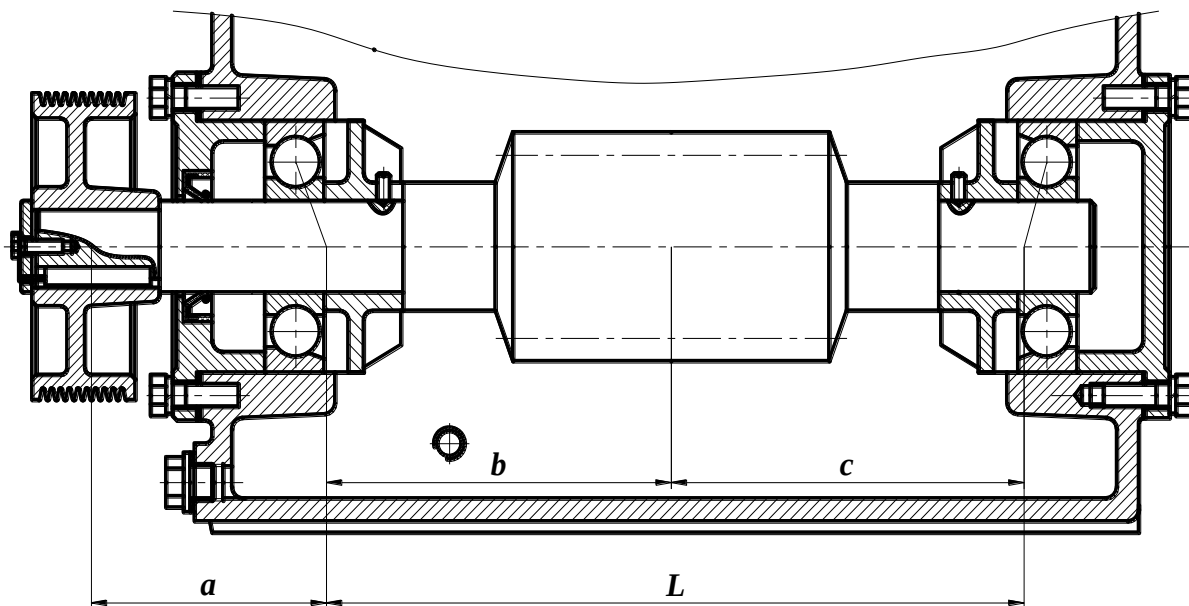


Рисунок 4.9 — Входной вал червячного редуктора

На вал действуют силы от червячной передачи: $F_{t1} = 987$ Н, $F_{r1} = 1283$ Н, $F_{a1} = 3525$ Н, а также нагрузка от ременной передачи $F_p = 1140$ Н. Передаваемый вращающий момент $T_{\text{вп}1} = 18$ Н·м. Диаметр окружности впадин червяка при делительном диаметре $d_1 = 50,4$ мм равен $d_{f1} = 44,8$ мм, диаметр вала в опоре $d_o = 35$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 290$ мм. Положение действующих на вал нагрузок

определяется координатами $a = 110$ мм, $b = 145$ мм, $c = 145$ мм. Материал червяка — *сталь 45*, витки червяка окончательно обработаны резцом, шероховатость $Ra = (0,32...2,5)$ мкм, твердость поверхности $HRC < 45$. Допускаемый запас прочности для вала $[S] = 2,5$.

При составлении расчетной схемы направление действия окружной силы на червяке и усилия ременной передачи принять одинаковым, осевую силу на червяке направить на опору, расположенную вблизи шкива. При опасном сечении в опоре вала в качестве концентратора напряжений принимать посадку с натягом.

Задача 4.7

Выполнить проверочный расчет на выносливость опасного сечения выходного вала шевронного редуктора. На выходном конце вала установлена звездочка горизонтально расположенной цепной передачи (рис. 4.10).

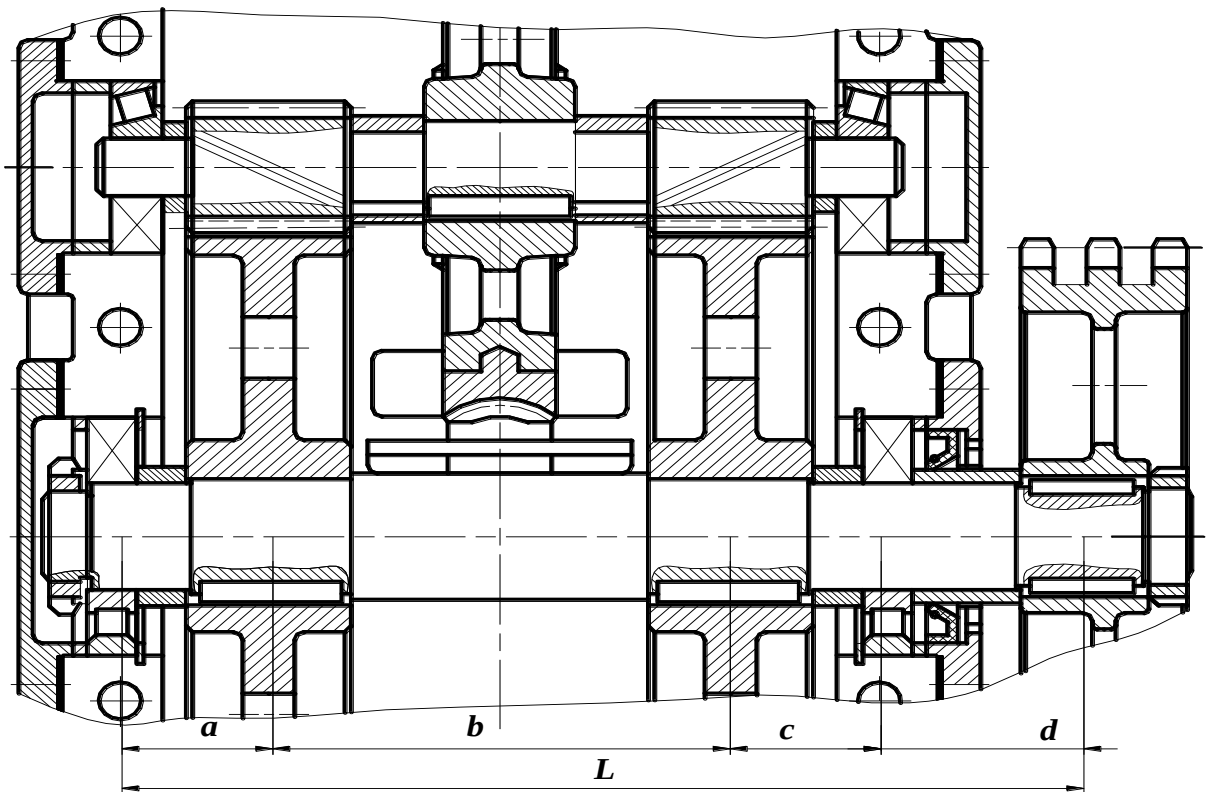


Рисунок 4.10 — Выходной вал шевронного редуктора

На вал действуют силы: от шевронной передачи — $F_{t2} = 1720$ Н, $F_{r2} = 730$ Н, $F_{a2} = 1034$ Н и цепной — $F_g = 2414$ Н. Вращающий момент на валу $T_{ep2} = 94,6$ Н·м. Делительный диаметр колес $d_{к2} = 55$ мм. Диаметр вала под колесами $d_g = 50$ мм, под подшипниками $d_o = 45$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 180$ мм. Положение колес и ведущей звездочки цепной передачи относительно опор определяется

координатами $a = 40$ мм, $b = 100$ мм, $c = 40$ мм, $d = 85$ мм. Материал вала — *сталь 45* без упрочнения. Шероховатость поверхности вала под подшипником $Ra = (0,08...0,32)$ мкм, шероховатость под колесом — $Ra = (0,32...2,5)$ мкм. Допускаемый коэффициент безопасности $[S] = 2,2$.

При составлении расчетной схемы радиальную силу в шевронной передаче и силу от цепной передачи направить в одну сторону.

Задача 4.8

Выполнить проверочный расчет на выносливость входного вала конического редуктора, на котором установлен шкив горизонтально расположенной ременной передачи (рис. 4.11).

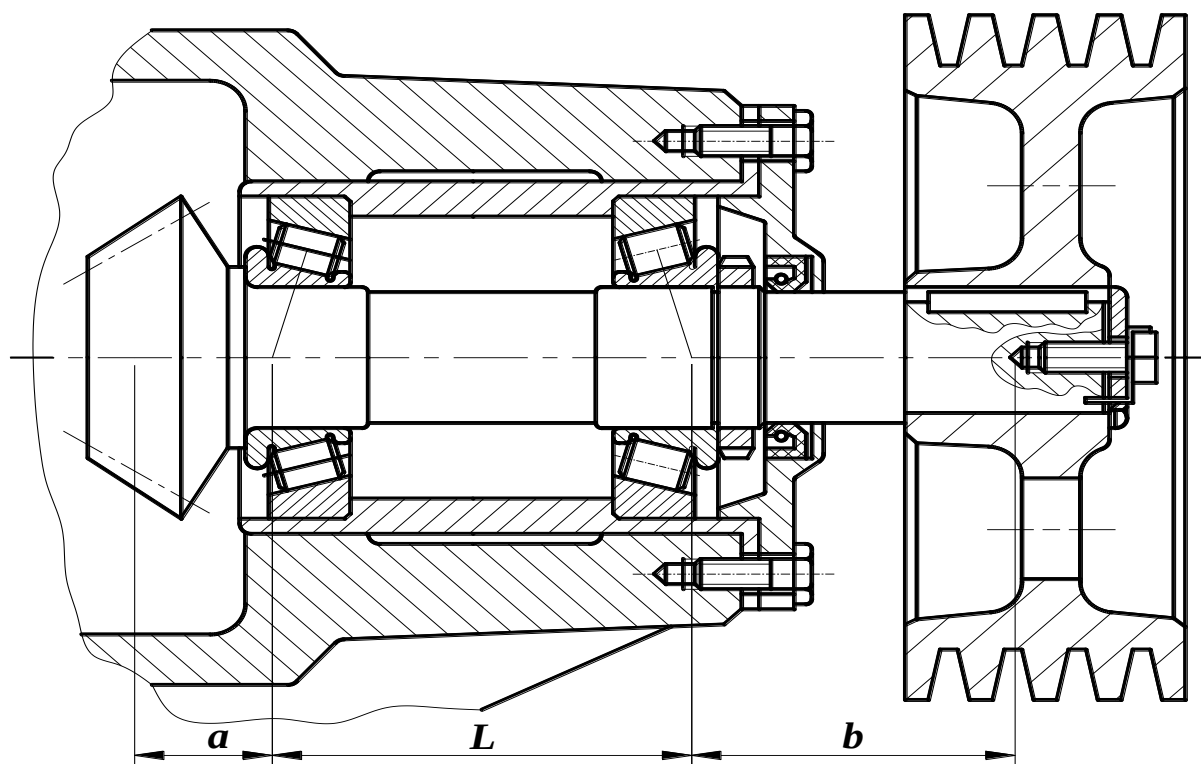


Рисунок 4.11 — Входной вал конического редуктора со шкивом

На вал действуют силы от конической передачи: $F_{t1} = 2794$ Н, $F_{r1} = 969$ Н, $F_{a1} = 310$ Н, а также нагрузка от ременной передачи $F_{рем}$. Передаваемый вращающий момент $T_{вр1} = 96,6$ Н·м. Делительный диаметр конической шестерни $d_{u1} = 67$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 78$ мм. Положение конической шестерни и ведомого шкива ременной передачи относительно опор определяется координатами $a = 25$ мм, $b = 90$ мм. Диаметр вала под подшипниками $d_0 = 45$ мм. Материал вала — *сталь 45* без упрочнения. Шероховатость поверхности вала

под подшипником $Ra = (0,08...0,32)$ мкм. Допустимый запас прочности $[S] = 2$.

При составлении расчетной схемы силы $F_{рем}$ и F_{r1} необходимо направить в противоположные стороны. Силы в коническом зацеплении следует прикладывать на внешнем делительном диаметре.

4.2 Подшипники качения

Одним из основных видов разрушения подшипников является усталостное изнашивание, а одним из основных методов расчета — расчет на долговечность (ресурс) работы.

При использовании данных каталога расчет подшипников следует выполнять только по скорректированной расчетной долговечности, т. е. с учетом условий эксплуатации.

Скорректированная расчетная долговечность (ресурс) в *миллионах оборотов* в этом случае определяют так:

— шариковых подшипников:

$$L_{10a} = a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^3 ;$$

— роликовых подшипников:

$$L_{10a} = a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} .$$

Скорректированный расчетный ресурс подшипника в *часах*:

$$L_{10ah} = \frac{10^6}{60n} L_{10a} .$$

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников определяется как:

$$P_r = (XVF_R + YF_A) K_B K_T ,$$

где $V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления радиальной нагрузки и $V = 1,2$ при вращении наружного кольца.

4.2.1 Примеры расчета

Пример 2. Проверить работоспособность подшипников входного вала червячного редуктора, на выходном конце которого закреплен шкив горизонтально расположенной поликлиновой передачи (см. рис. 4.1).

В опорах вала установлены радиально-упорные роликовые подшипники типа 7000 по схеме «враспор». На вал действуют силы от червячной передачи: $F_{t1} = 2325$ Н, $F_{r1} = 3010$ Н, $F_{a1} = 8267$ Н, а также нагрузка от ременной передачи $F_c = 1400$ Н. при частоте вращения вала $n_1 = 399$ мин⁻¹. Делительный диаметр червяка равен $d_{f1} = 55$ мм, диаметр вала в опоре $d_o = 35$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 340$ мм. Положение действующих на вал нагрузок определяется координатами $a = b = 140$ мм, $c = 80$ мм. При работе возможны легкие толчки, $K_B = 1,25$. Температура нагрева подшипника не превышает 90°C — $K_T = 1$. Требуемая долговечность подшипников при 99% надежности — $a_1 = 0,21$ составляет $L_{1dh} = 1000$ ч. Отличие свойств материала и условий эксплуатации от обычных необходимо учитывать с помощью коэффициента $a_{23} = 0,75$.

Решение

Определим характеристики подшипников 7207 (диаметр $d = 35$ мм) по данным каталога (см. табл. 4.6): $C_r = 38500$ Н, $e = 0,37$, $X = 0,4$, $Y = 0,62$ при $\frac{F_A}{VF_R} > e$.

Эквивалентную нагрузку для подшипника левой опоры определим, используя результаты определения реакций в подшипниковых опорах, представленные в *примере 1* (п. 4.1.1):

$$F_{A1} = F_{a1} = 8267 \text{ Н};$$

$$F_{R1} = \sqrt{R_{A_{гор}}^2 + R_{A_{верт}}^2} = \sqrt{833^2 + 2478^2} = 2614 \text{ Н}.$$

Тогда:

$$\begin{aligned} P_{r1} &= (XVF_{R1} + YF_{A1})K_BK_T = \\ &= (0,4 \cdot 1 \cdot 2614 + 0,62 \cdot 8267) \cdot 1,25 \cdot 1 = 7714 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Следующим шагом будет определение скорректированного расчетного ресурса подшипника в миллионах оборотов:

$$L_{10a} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{3,33} = 0,21 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{38500}{7714} \right)^{3,33} = 33,46 \text{ млн. об.}$$

Скорректированный расчетный ресурс подшипника в часах в таком случае определим как:

$$L_{10ah} = \frac{L_{10a} \cdot 10^6}{60n} = \frac{33,46 \cdot 10^6}{60 \cdot 399} = 1397 \text{ ч.}$$

Поскольку $1397 = L_{10ah} > [L_{10ah}] = 1000$ ч, то подшипник пригоден.

Ответ: $L_{10ah} = 1397$ ч, подшипник работоспособен.

4.2.2 Справочные данные

Таблица 4.6 — Технические данные подшипников типа 7000

Обозначение	d , мм	X	Y	e	C_r , Н
7202	15	0,4	1,33	0,45	10 500
7205	25	0,4	1,67	0,36	24 000
7206	30	0,4	1,64	0,36	31 000
7207	35	0,4	1,62	0,37	38 500
7208	40	0,4	1,56	0,38	46 000
7209	45	0,4	1,45	0,41	50 000
7210	50	0,4	1,6	0,37	56 000
7211	55	0,4	1,46	0,41	65 000
7212	60	0,4	1,71	0,35	78 000
7214	70	0,4	1,62	0,37	96 000
7216	80	0,4	1,43	0,42	112 000

Таблица 4.7 — Технические данные подшипников типа 46200

Обозначение	d , мм	D , мм	B , мм	C_r , Н
46202	15	35	11	6070
46204	20	47	14	11 600
46205	25	52	15	12 400
46206	30	62	16	17 200
46207	35	72	17	24 000
46208	40	80	18	28 900
46209	45	85	19	30 400
46210	50	90	20	31 800

Примечание. Для подшипников типа 46000 принимать следующие значения величин: $e = 0,68$; $X = 0,41$; $Y = 0,87$.

Таблица 4.8 — Технические данные подшипников типа 46300

Обозначение	d , мм	D , мм	B , мм	C_r , Н
46306	30	72	19	32 600
46310	50	110	27	71 800
46312	60	130	31	100 000
46313	65	140	33	113 000
46314	70	150	35	127 000
46316	80	170	39	136 000

Таблица 4.9 — Технические данные подшипников типа 2000

Обозначение	d , мм	D , мм	B , мм	C_r , Н
2207	35	72	17	31 900
2208	40	80	18	41 800
2209	45	85	19	44 000
2210	50	90	20	45 700

4.2.3 Предварительные указания к решению задач

При решении задач необходимо руководствоваться следующими предпосылками:

- 1 Направление действия изгибающего момента по часовой стрелке считать положительным.
- 2 Считать отрицательным момент, направленный против часовой стрелки.
- 3 Действие осевых сил рассматривать в одной плоскости с радиальными нагрузками.
- 4 Опорой с индексом «2» является опора, воспринимающая внешнюю осевую силу.

5 Два радиально-упорных подшипника, установленных в одной опоре, рассматривать как сдвоенный подшипник, на который действует только внешняя осевая нагрузка. В этом случае осевые составляющие от радиальных нагрузок не возникают.

6 Суммарная динамическая грузоподъемность сдвоенных подшипников определяется по формуле:

радиально-упорный шариковый — $C_{\Sigma r} = 1,625C_r$;

радиально-упорный роликовый — $C_{\Sigma r} = 1,714C_r$.

7 При определении полной осевой нагрузки на радиально-упорный подшипник можно воспользоваться следующими рекомендациями:

если $F_{S1} + F_a \geq F_{S2}$, то $F_{A1} = F_{S1}$, $F_{A2} = F_{A1} + F_a$;

если $F_{S1} + F_a \leq F_{S2}$, то $F_{A2} = F_{S2}$, $F_{A1} = F_{A2} - F_a$.

4.2.4 Задачи для самостоятельного решения

Задача 4.9

Определить скорректированную долговечность подшипников выходного вала червячного редуктора, на выходном конце которого закреплена звездочка горизонтально расположенной цепной передачи (см. рис. 4.5).

В опорах вала установлены радиально-упорные роликовые конические подшипники легкой серии типа 7000 по схеме «в распор». На вал действуют силы от червячной передачи: $F_{t2} = 4053$ Н, $F_{r2} = 1476$ Н, $F_{a2} = 1278$ Н, а также нагрузка от цепной передачи $F_g = 4550$ Н. Частота вращения вала $n_2 = 66$ мин⁻¹. Диаметр вала под подшипниками качения $d_g = 50$ мм. Делительный диаметр червячного колеса $d_{k2} = 232$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 130$ мм. Положение червячного колеса и ведущей звездочки цепной передачи определяется координатами $a = b = c = 65$ мм. При работе возможны легкие толчки, $K_B = 1,25$. Температура нагрева подшипника не превышает 90°С — $K_T = 1$. Считать, что долговечность подшипников соответствует 90% надежности — $a_1 = 1$. Отличие свойств материала и условий эксплуатации от обычных необходимо учитывать с помощью коэффициента $a_{23} = 0,65$.

При составлении расчетной схемы окружную силу на колесе и нагрузку от цепной передачи направить в разные стороны, осевую силу направить на подшипник, расположенный вблизи звездочки цепной передачи.

Задача 4.10

Определить скорректированную долговечность подшипников промежуточного вала двухступенчатого соосного цилиндрического редуктора (см. рис. 4.6). В опорах вала установлены радиально-упорные шариковые подшипники легкой серии типа 46000 по схеме «враспор». На вал действуют силы: $F_{t2} = 341$ Н, $F_{r2} = 128$ Н, $F_{a2} = 91$ Н и $F_{t3} = 1210$ Н, $F_{r3} = 456$ Н, $F_{a3} = 324$ Н. Частота вращения вала $n_3 = 798$ мин⁻¹. Делительный диаметр колеса $d_{k2} = 156$ мм. Делительный диаметр шестерни $d_{u3} = 44$ мм. Диаметр вала в опоре $d_g = 20$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 135$ мм.

Положение колес на валу определяется координатами $a = 25$ мм, $b = 85$ мм, $c = 25$ мм. При работе возможны средние толчки, $K_B = 1,4$. Температура нагрева подшипника не превышает 90°C — $K_T = 1$. Считать, что долговечность подшипника соответствует 90% надежности — $a_1 = 1$. Свойства материала деталей подшипника и условия эксплуатации необходимо учитывать коэффициентом $a_{23} = 0,75$.

При составлении расчетной схемы для вала внешние осевые силы направить на опору вблизи шестерни.

Задача 4.11

Проверить долговечность подшипников промежуточного вала коническо-цилиндрического редуктора (см. рис. 4.7).

В опорах вала установлены радиально-упорные роликовые конические подшипники легкой серии типа 7000 по схеме «враспор». На вал действуют силы $F_{t2} = 2532$ Н, $F_{r2} = 250$ Н, $F_{a2} = 887$ Н и $F_{t3} = 5064$ Н, $F_{r3} = 1843$ Н при частоте вращения $n_3 = 399$ мин⁻¹. Делительный диаметр конического колеса равен $d_{k2} = 100$ мм. Диаметр вала под подшипниками $d_g = 45$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 155$ мм. Положение колес на валу определяется координатами $a = 50$ мм, $b = 45$ мм, $c = 60$ мм. При работе возможны средние толчки, $K_B = 1,3$. Температура нагрева подшипника не превышает 90°C — $K_T = 1$. Считать, что долговечность подшипника соответствует 90% надежности — $a_1 = 1$ и составляет $L_{10ah} = 5000$ ч. Свойства материала деталей подшипника и условия эксплуатации необходимо учитывать коэффициентом $a_{23} = 0,65$.

При расчетах осевую силу на коническом колесе прикладывать на внешнем делительном диаметре.

Задача 4.12

Определить скорректированную долговечность подшипников выходного вала соосного двухступенчатого цилиндрического редуктора (см. рис. 4.5). В опорах вала установлены радиально-упорные роликовые конические подшипники легкой серии типа 7000 по схеме «враспор». На вал действуют силы, возникающие в зубчатом зацеплении: $F_{t4} = 1205$ Н, $F_{r4} = 457$ Н, $F_{a4} = 351$ Н и усилие от горизонтально расположенной цепной передачи $F_g = 1446$ Н при частоте вращения $n_4 = 112$ мин⁻¹. Делительный диаметр колеса равен $d_{к4} = 156$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 135$ мм.

Положение деталей на валу определяется координатами $a = 25$ мм, $b = 110$ мм, $c = 60$ мм. Диаметр вала в опоре равен $d_g = 25$ мм. При работе возможны средние толчки, $K_B = 1,4$. Температура нагрева подшипника не превышает 90°C — $K_T = 1$. Считать, что долговечность подшипника соответствует 90% надежности — $a_1 = 1$. Свойства материала деталей подшипника и условия эксплуатации учитывать коэффициентом $a_{23} = 0,65$.

Задача 4.13

Рассчитать скорректированную долговечность подшипников входного вала конического редуктора. На выходном конце вала закреплен шкив горизонтально расположенной ременной передачи (см. рис. 4.11).

В опорах вала установлены радиально-упорные роликовые конические подшипники легкой серии типа 7000 по схеме «враспашку». На вал действуют силы от конической передачи: $F_{t1} = 2794$ Н, $F_{r1} = 969$ Н, $F_{a1} = 310$ Н, а также нагрузка от ременной передачи $F_{рем} = 1685$ Н при частоте вращения $n_1 = 453$ мин⁻¹. Коническая шестерня имеет делительный диаметр $d_{w1} = 67$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 78$ мм. Положение конической шестерни и ведомого шкива ременной передачи относительно опор определяется координатами $a = 25$ мм, $b = 90$ мм. Диаметр вала под подшипниками $d_g = 45$ мм. При работе возможны легкие толчки, $K_B = 1,25$. Температура нагрева подшипника не превышает 90°C — $K_T = 1$. Считать, что долговечность подшипников соответствует 90% надежности — $a_1 = 1$. Отличие свойств материала и условий эксплуатации от обычных необходимо учитывать с помощью коэффициента $a_{23} = 0,65$.

При составлении расчетной схемы радиальное усилие на шестерне и усилие от ременной передачи необходимо направить в противоположные стороны. Силы в коническом зацеплении прикладывать на внешнем делительном диаметре.

Задача 4.14

Рассчитать скорректированную долговечность подшипников входного вала конического редуктора. На выходном конце вала установлена упругая компенсирующая муфта типа МУВП (см. рис. 4.8).

В опорах вала установлены радиально-упорные шариковые подшипники легкой серии типа 46000 по схеме «враспор». На вал действуют силы от конической передачи: $F_{t1} = 2794$ Н, $F_{r1} = 963$ Н, $F_{a1} = 310$ Н, а также радиальное усилие со стороны муфты $F_m = 552$ Н при частоте вращения $n_1 = 453$ мин⁻¹. Коническая шестерня имеет делительный диаметр $d_{w1} = 67$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 78$ мм. Положение конической шестерни и муфты относительно опор определяется координатами $a = 25$ мм, $b = 90$ мм. Диаметр вала под подшипниками $d_g = 45$ мм. При работе возможны легкие толчки, $K_B = 1,25$. Температура нагрева подшипника не превышает 90°C — $K_T = 1$. Считать, что долговечность подшипников соответствует 90% надежности — $a_1 = 1$. Отличие свойств материала и условий эксплуатации от обычных необходимо учитывать с помощью коэффициента $a_{23} = 0,75$.

Силы в коническом зацеплении прикладывать на внешнем делительном диаметре. При составлении расчетной схемы окружные силы от зубчатого колеса и муфты необходимо направить в одну сторону.

Задача 4.15

Проверить работоспособность подшипников входного вала червячного редуктора, на выходном конце которого закреплен шкив горизонтально расположенной поликлиновой передачи (см. рис. 4.9).

В опорах вала установлены радиально-упорные шариковые подшипники легкой серии типа 46000 по схеме «враспор». На вал действуют силы от червячной передачи: $F_{t1} = 987$ Н, $F_{r1} = 1283$ Н, $F_{a1} = 3525$ Н, а также нагрузка от ременной передачи $F_{рем} = 1140$ при частоте вращения вала $n_1 = 1435$ мин⁻¹. Делительный диаметр червяка равен $d_1 = 50,4$ мм, диаметр вала в опоре $d_g = 35$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 290$ мм. Положение действующих на вал нагрузок определяется координатами $a = 110$ мм, $b = c = 145$ мм. При работе возможны легкие толчки, $K_B = 1,25$. Температура нагрева подшипника не превышает 90°C — $K_T = 1$. Требуемая долговечность подшипников при 99% надежности — $a_1 = 0,21$ составляет $L_{1dh} = 1000$ ч. Отличие свойств материала и условий эксплуатации от обычных необходимо учитывать с помощью коэффициента $a_{23} = 0,75$.

При составлении расчетной схемы направления действия окружной силы на червяке и усилия ременной передачи принять одинаковым, и осевую силу на червяке направить на опору, расположенную вблизи шкива.

Задача 4.16

Проверить работоспособность подшипников фиксированной опоры входного вала червячного редуктора. В опоре установлены два радиально-упорных подшипника средней серии типа 46000 (рис. 4.12).

На выходном конце вала закреплен шкив горизонтально расположенной поликлиновой передачи. На вал действуют силы от червячной передачи: $F_{t1} = 1974$ Н, $F_{r1} = 2566$ Н, $F_{a1} = 7050$ Н, а также нагрузка от ременной передачи $F_p = 2280$ Н. Передаваемый вращающий момент T_{ep1} при частоте вращения $n_1 = 1435$ мин⁻¹. Делительный диаметр червяка равен $d_1 = 80$ мм, диаметр вала в опоре $d_g = 65$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 390$ мм. Положение действующих на вал нагрузок определяется координатами $a = 110$ мм, $b = c = 195$ мм. При работе возможны легкие толчки, $K_B = 1,25$. Температура нагрева подшипника не превышает 90°C — $K_T = 1$. Требуемая долговечность подшипников при надежности равной 99% — $a_1 = 0,21$ составляет $L_{1ah} = 25000$ ч. Отличие свойств материала и условий эксплуатации от обычных необходимо учитывать с помощью коэффициента $a_{23} = 0,75$.

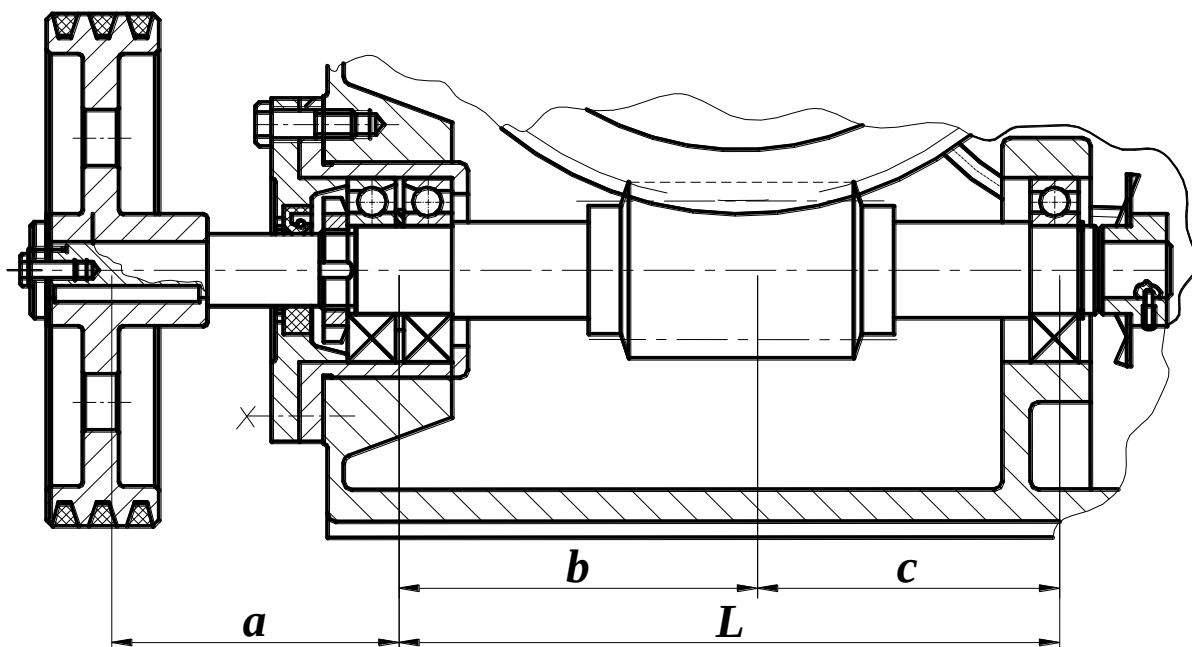


Рисунок 4.12 — Входной вал червячного редуктора

При составлении расчетной схемы направления действия окружной силы на червяке и усилия ременной передачи принять одинаковым, и осевую силу на червяке направить на опору, расположенную вблизи шкива.

Задача 4.17

Рассчитать скорректированную долговечность радиальных подшипников с коротким цилиндрическим роликом легкой серии типа 2000, которые установлены в опорах выходного вала шевронного редуктора (см. рис. 4.10).

На выходном конце вала закреплена звездочка горизонтально расположенной цепной передачи. На вал действуют силы от шевронного зацепления: $F_{t2} = 1720$ Н, $F_{r2} = 730$ Н, $F_{a2} = 1034$ Н и усилие цепной передачи — $F_e = 2414$ Н. Частота вращения вала $n_2 = 975$ мин⁻¹. Делительный диаметр колес $d_{к2} = 55$ мм. Диаметр вала под подшипниками $d_e = 45$ мм. Расстояние между опорами равно $L = 180$ мм. Положение колес и ведущей звездочки цепной передачи относительно опор определяется координатами $a = c = 40$ мм, $b = 100$ мм, $d = 85$ мм. При работе возможны легкие толчки, $K_B = 1,25$. Температура нагрева подшипника не превышает 90°С — $K_T = 1$. Считать, что долговечность подшипников соответствует 95% надежности — $a_1 = 0,62$. Отличие свойств материала и условий эксплуатации от обычных необходимо учитывать с помощью коэффициента $a_{23} = 0,55$.

При составлении расчетной схемы радиальную силу в шевронной передаче и силу от цепной передачи направить в одну сторону.

4.3 Муфты

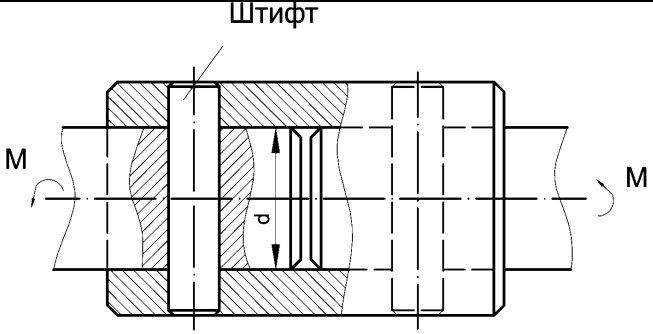
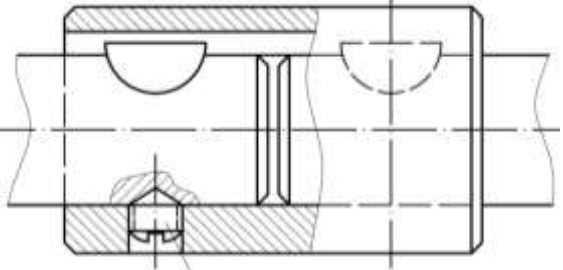
Основные типы муфт (рис. 4.14–4.22), критерии их работоспособности и основные расчетные формулы представлены в таблице 4.10.

4.3.1 Примеры расчета

Пример 3. Определить диаметр штифтов втулочной муфты из условия прочности их на срез (рис. 4.23).

Диаметр соединяемых валов $d = 20$ мм. Количество штифтов — 2. Передаваемая муфтой мощность $P = 5$ кВт, частота вращения валов $n = 750$ мин⁻¹. Штифт выполнен из стали 45 ($[\tau]_{cp} = 90$ МПа).

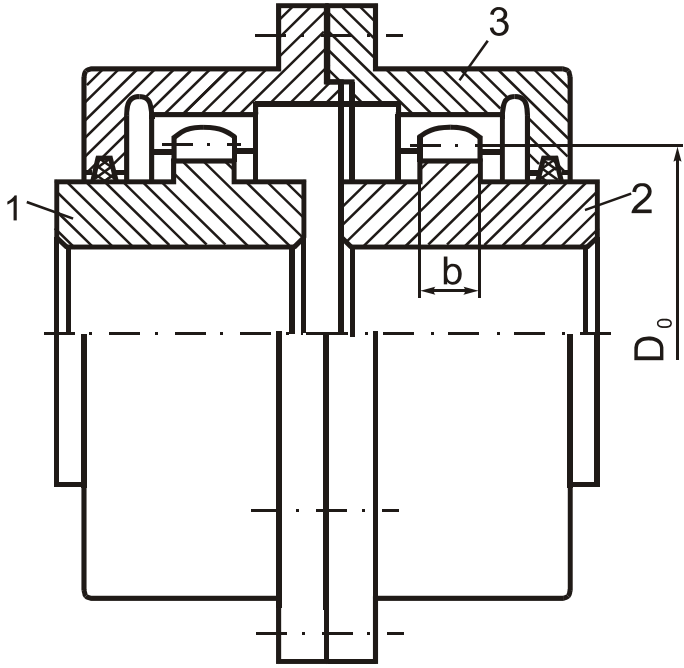
Таблица 4.10 — Основные типы муфт

Муфта	Критерий работоспособности	Расчетная формула
Соединительные глухие муфты		
Втулочная:	втулку на кручение: $\tau_{кр} \leq [\tau]_{кр}$	$\tau_{кр} = T/W_p \leq [\tau]_{кр}$, где $W_o = \frac{\pi d_H^3}{16} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_{BH}}{d_H}\right)^4\right)$
 Рисунок 4.13	штифт на срез: $\tau_{ср} \leq [\tau]_{ср}$	$\tau_{ср} = \frac{4F}{z \pi d_{ш}^2} \leq [\tau]_{ср}$, где $F = \frac{2000T}{d}$
 Рисунок 4.14	шпонку на смятие: $\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$	$\sigma_{см} = \frac{2000T}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma]_{см}$

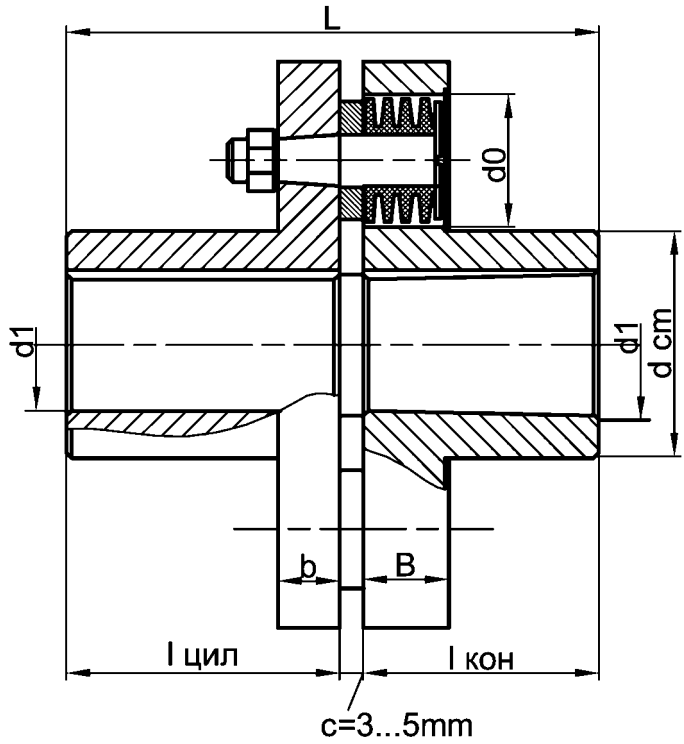
Продолжение таблицы 4.10

Муфта	Критерий работоспособности	Расчетная формула
Фланцевая: Исполнение 1 Исполнение 2 Рисунок 4.15	Исполнение 1 (болты установлены с зазором) болты на растяжение: $\sigma_p \leq [\sigma]_p$	$\sigma_p = \frac{4KF_3}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p,$ где $F_3 = \frac{2000T}{fzD_0}$ — сила затяжки одного болта; K — коэффициент затяжки, учитывающий скручивание болта; f — коэффициент трения; z — число болтов.
	Исполнение 2 (болты установлены без зазора) болты на срез: $\tau_{cp} \leq [\tau]_{cp}$	$\tau_{cp} = \frac{4F}{\pi d_0^2} \leq [\tau]_{cp},$ где $F = \frac{2000T}{nzD_0}$ — сила, срезающая болт; n — число поверхностей среза; d_0 — наружный диаметр стержня болта.

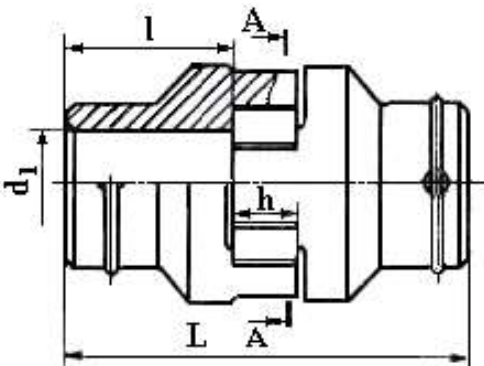
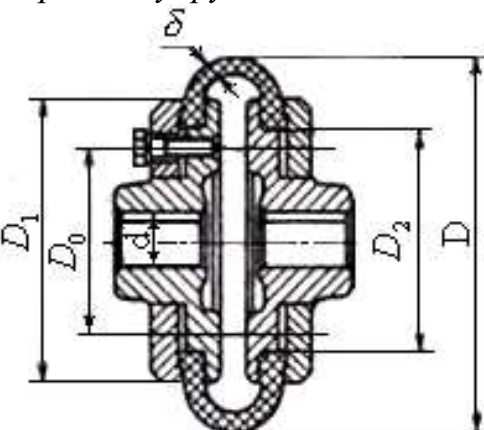
Продолжение таблицы 4.10

Муфта	Критерий работоспособности	Расчетная формула
Соединительные компенсирующие муфты		
Зубчатая:  Рисунок 4.16	$\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$	$\sigma_{см} = \frac{K_{\partial} F_t}{b h z} \leq [\sigma]_{см},$ где K_{∂} — коэффициент динамичности; $F_t = \frac{2000T}{D_0}$ — окружная сила, определяемая по диаметру делительной окружности зубьев муфты; b, h — длина и рабочая высота зуба (принимают $h \cong 1,8m$); z — число зубьев.

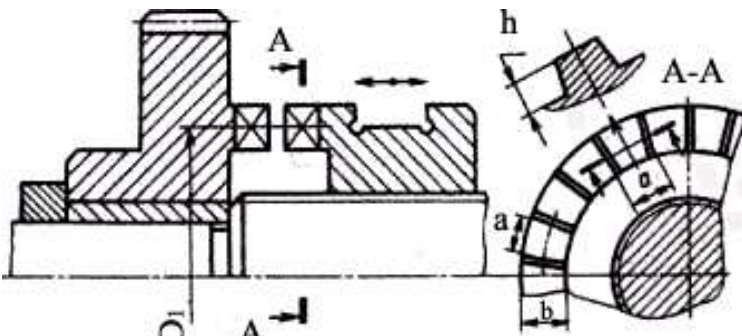
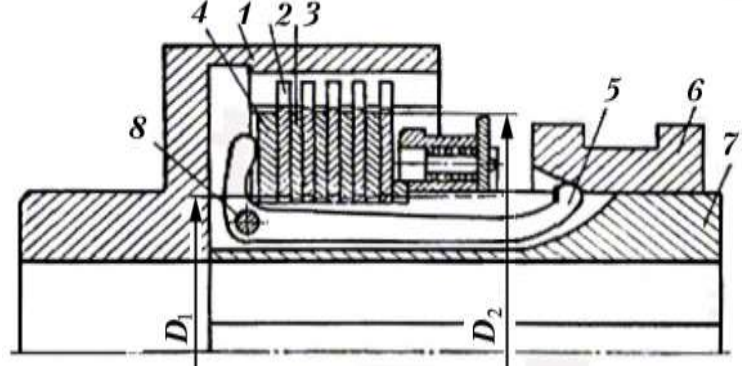
Продолжение таблицы 4.10

Муфта	Критерий работоспособности	Расчетная формула
<i>Упругая втулочно-пальцевая (МУВП):</i> 	пальцы на изгиб: $\sigma_u \leq [\sigma]_u$	$\sigma_u = \frac{M}{W_{x(y)}} = \frac{F_t l_n}{2z} \cdot \frac{1}{0,1d_n^3} \leq [\sigma]_u,$ где $F_t = \frac{2000T}{D_1}$ — окружная сила, определяемая по диаметру центров пальцев муфты; l_n — длина пальца; z — число пальцев; d_n — диаметр пальца; D_1 — диаметр центров пальцев.
<i>Рисунок 4.17</i>	втулки на смятие: $\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$	$\sigma_{см} = \frac{F_t}{zd_n l_{\theta}} \leq [\sigma]_{см},$ где l_{θ} — длина втулки

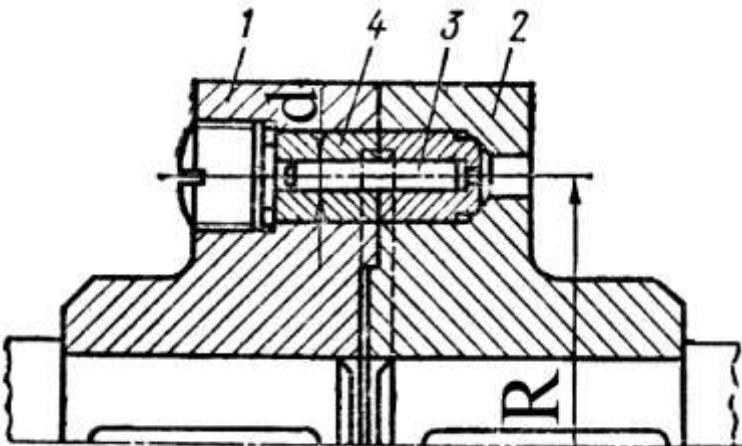
Продолжение таблицы 4.10

Муфта	Критерий работоспособности	Расчетная формула
Упругая со звездочкой:  Рисунок 4.18	звездочку на смятие: $\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$	$\sigma_{см} = \frac{24000DT}{zh(D - d_1^3)} \leq [\sigma]_{см},$ где D — наружный диаметр звездочки; z — число зубьев звездочки; h — осевой размер зубьев звездочки; d_1 — диаметр вала.
С торообразной упругой оболочкой:  Рисунок 4.19	оболочку на сдвиг: $\tau \leq [\tau]$	$\tau = \frac{F}{A} \leq [\tau],$ где $F = \frac{2000T}{D_1}$ — окружная сила; $A = \pi D_1 \delta$ — площадь сдвига.

Продолжение таблицы 4.10

1	2	3
Сцепные муфты		
Кулачковая:  Рисунок 4.20	кулачек на смятие: $\sigma_{см} \leq [\sigma]_{см}$ кулачек на изгиб: $\sigma_u \leq [\sigma]_u$	$\sigma_{см} = \frac{KF_t}{z h b} \leq [\sigma]_{см}$ где $K_1 \cong 0,75$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по кулачкам; $F_t = \frac{2000T}{D_1}$ — окружная сила, определяемая по среднему диаметру кулачков муфты; z — число кулачков; a, b, h — размеры кулачков. $\sigma_u = \frac{K_1 M}{W} = \frac{K_1 F_t h / (2z)}{a^2 b / 6} \leq [\sigma]_u$
Многодисковая фрикционная:  Рисунок 4.21	диски на износостойкость: $p \leq [p]$	$p = \frac{2000T}{\pi f Z b D_{ср}^2} = \frac{4F_a}{\pi (D_1^2 - D_2^2)} \leq [p],$ где Z — количество кулачков; f — коэффициент трения—скольжения; $b = \frac{D_1 - D_2}{2}$ — высота поверхности трения; $D_{ср} = \frac{D_1 + D_2}{2}$ — средний диаметр поверхности трения; D_1, D_2 — наружный и внутренний диаметры дисков; F_a — сила сжатия дисков.

Продолжение таблицы 4.10

Муфта	Критерий работоспособности	Расчетная формула
Предохранительные муфты		
со срезным штифтом:  Рисунок 4.22	штифт на срез: $\tau_{cp} \leq [\tau]_{cp}$	$\tau_{cp} = \frac{4000TK_z}{zR\pi d^2} \leq [\tau]_{cp},$ где R — радиус расположения сечения среза штифтов; K_z — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между штифтами ($K_z = 1$ при $z = 1$; $K_z = 1,2$ при $z = 2$); z — число штифтов.

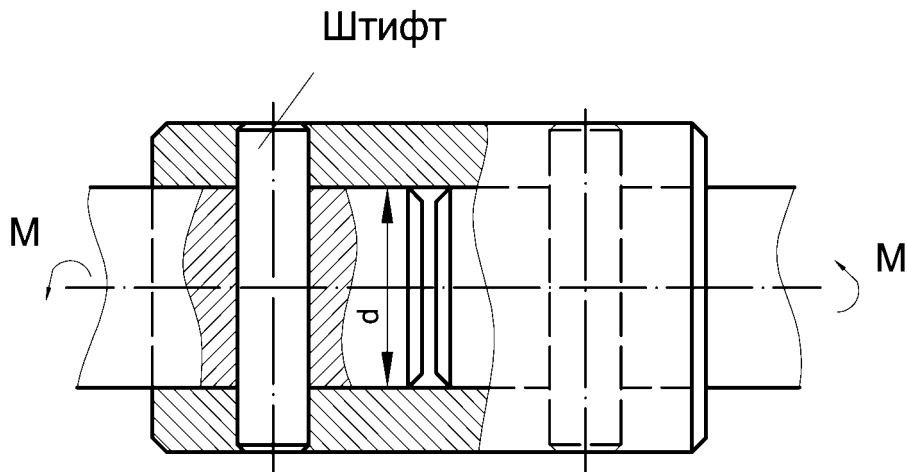


Рисунок 4.23 — Втулочная муфта

Силу, срезающую штифт определим как:

$$F = \frac{2000T}{d},$$

а крутящий момент, в свою очередь равен:

$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \frac{5}{750} = 63,6 \text{ Н·м.}$$

Площадь среза определяется как:

$$A = \frac{\pi d_{um}^2}{4}.$$

Тогда в результате получим формулу для определения напряжений среза в теле штифта:

$$\tau_{cp} = \frac{2000T \cdot 4}{zid \pi d_{um}^2} \leq [\tau]_{cp}.$$

Откуда выразим диаметр штифта:

$$d_{um} \geq \sqrt{\frac{2000T \cdot 4}{zid \pi [\tau]_{cp}}}.$$

Подставив числовые значения в полученную формулу, определим:

$$d_{шт} = \sqrt{\frac{2000 \cdot 63,6 \cdot 4}{2 \cdot 2 \cdot 20 \cdot \pi \cdot 90}} = 4,74 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр штифта, равный $d_{шт} = 6 \text{ мм}$.

Ответ: $d_{шт} = 4,74 \text{ мм}$, принимаем штифт $\varnothing 6$.

4.3.2 Задачи для самостоятельного решения

Задача 4.18

Проверить работоспособность втулочной муфты из условия прочности штифтов на срез и втулки на кручение (рис. 4.24).

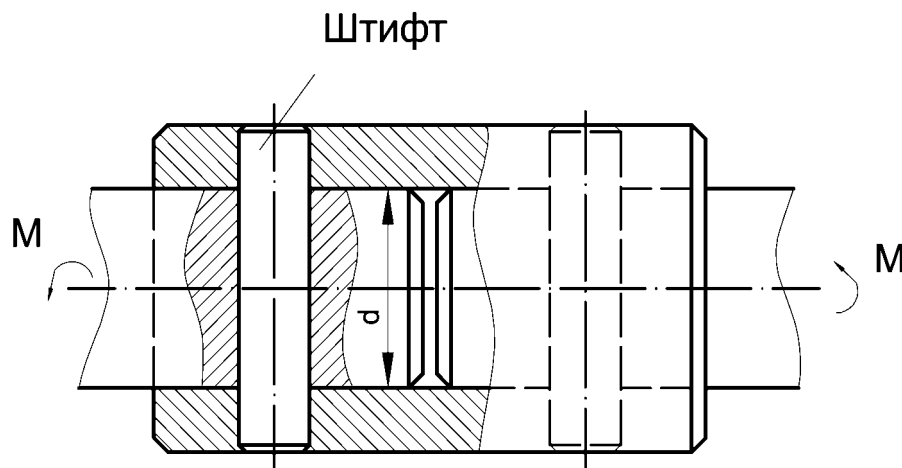


Рисунок 4.24 — Втулочная муфта

Диаметр соединяемых валов $d = 20 \text{ мм}$. Наружный диаметр втулки $D = 35 \text{ мм}$. Диаметр штифта $d_{шт} = 6 \text{ мм}$, количество штифтов — 2. Передаваемая муфтой мощность $P = 1,5 \text{ кВт}$, частота вращения валов $n = 750 \text{ мин}^{-1}$, условия работы характеризуются коэффициентом режима $K_p = 1,5$. Втулка выполнена из стали 40Х ($[\tau]_{кр} = 150 \text{ МПа}$), штифт выполнен из стали 45 ($[\tau]_{ср} = 90 \text{ МПа}$).

Задача 4.19

Определить номинальный момент, который может передать втулочная муфта, соединяющая валы диаметром $d = 20 \text{ мм}$, из условия прочности шпоночного соединения на смятие и втулки на кручение (рис. 4.25).

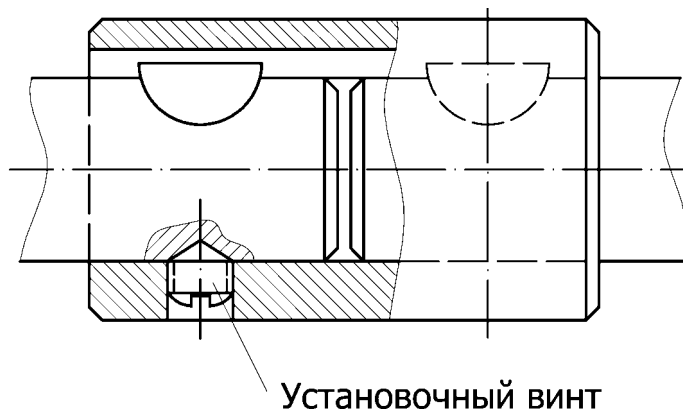


Рисунок 4.25 — Втулочная муфта со шпонкой

Наружный диаметр втулки $D = 32$ мм, сечение шпонки $b \times h \times d = 5 \times 7,5 \times 19$, рабочая длина шпонки $\ell_p = 28$ мм, глубина шпоночной канавки на валу $t_1 = 5,5$ мм, допустимые напряжения смятия $[\sigma]_{см} = 90$ МПа, допустимые напряжения кручения $[\tau]_{кр} = 140$ МПа.

Задача 4.20

Втулка втулочной муфты соединена с одним из валов призматической шпонкой с размерами поперечного сечения $b \times h = 6 \times 6$ мм, высотой сминаемого участка $k = 2,6$ мм, рабочей длиной $\ell_p = 28$ мм, с другим валом – посредством штифтового соединения (рис. 4.26).

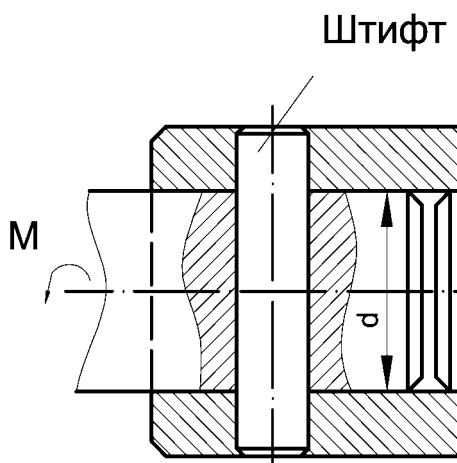


Рисунок 4.26 — Втулочная муфта со шпонкой и штифтом

Определить минимальный диаметр штифта из условия равнопрочности штифтового соединения, работающего на срез, и шпоночного соединения, работающего на смятие, приняв допустимые напряжения смятия $[\sigma]_{см} = 120$ МПа, допустимые напряжения среза $[\tau]_{ср} = 150$ МПа, а диаметры соединяемых валов $d = 20$ мм, количество штифтов $i = 1$.

Задача 4.21

Рассчитать максимальный вращающий момент, который может передать фланцевая (поперечно-свертная) муфта (рис. 4.27). Полумуфты соединены $Z = 4$ болтами из стали *Ст3* ($[\sigma]_{\text{бол}} = 80$ МПа) с метрической резьбой, имеющей наружный диаметр $M12$ и внутренний $d_1 = 10,1$ мм. Болты установлены в отверстия с зазором (исполнение 1) на диаметре $D_0 = 120$ мм. Коэффициент трения между фланцами $f = 0,12$, коэффициент безопасности $k = 1,4$, коэффициент, учитывающий скручивание при затяжке, $k_3 = 1,35$.

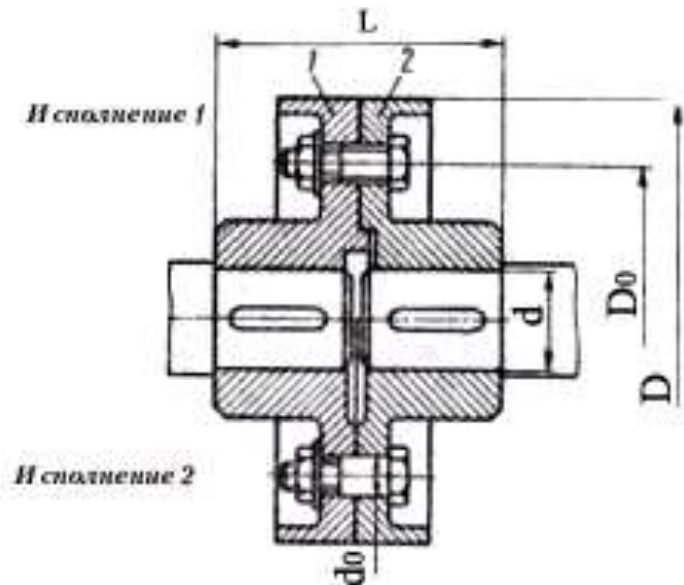


Рисунок 4.27 — Муфта фланцевая открытая

Задача 4.22

Определить модуль венца зубчатой муфты (рис. 4.28).

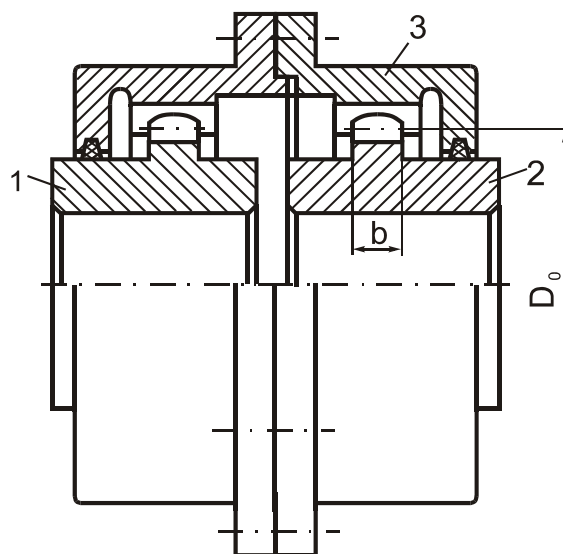


Рисунок 4.28 — Муфта зубчатая

Муфта передает мощность $P = 3$ кВт при частоте вращения n . Ширина зубчатого венца $b = 12$ мм, число зубьев муфты $z = 30$, коэффициент динамичности нагрузки $K_D = 2,1$, допустимые напряжения смятия $[\sigma]_{см} = 20$ МПа.

Задача 4.23

Определить, может ли зубчатая муфта (см. рис. 4.28) передать мощность $P = 2,5$ кВт, если частота вращения соединяемых валов $n = 210$ мин⁻¹, модуль зубчатого венца муфты $m = 4$ мм, ширина зубчатого венца $b = 15$ мм, число зубьев $z = 38$, коэффициент динамичности нагрузки $K_D = 2,1$, допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{см} = 15$ МПа.

Задача 4.24

Втулочно-пальцевая муфта (рис. 4.29) имеет характеристики: диаметр расположения пальцев $D_0 = 58$ мм, диаметр пальца $d_n = 10$ мм, длина пальца $\ell_n = 19$ мм, длина втулки $\ell_{вт} = 15$ мм, число пальцев $z = 4$. Может ли муфта передать мощность $P = 20$ кВт при частоте вращения $n = 1450$ мин⁻¹ из условия прочности пальцев на изгиб и резиновых втулок на смятие, если допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_{из} = 80$ МПа, смятия — $[\sigma]_{см} = 2$ МПа.

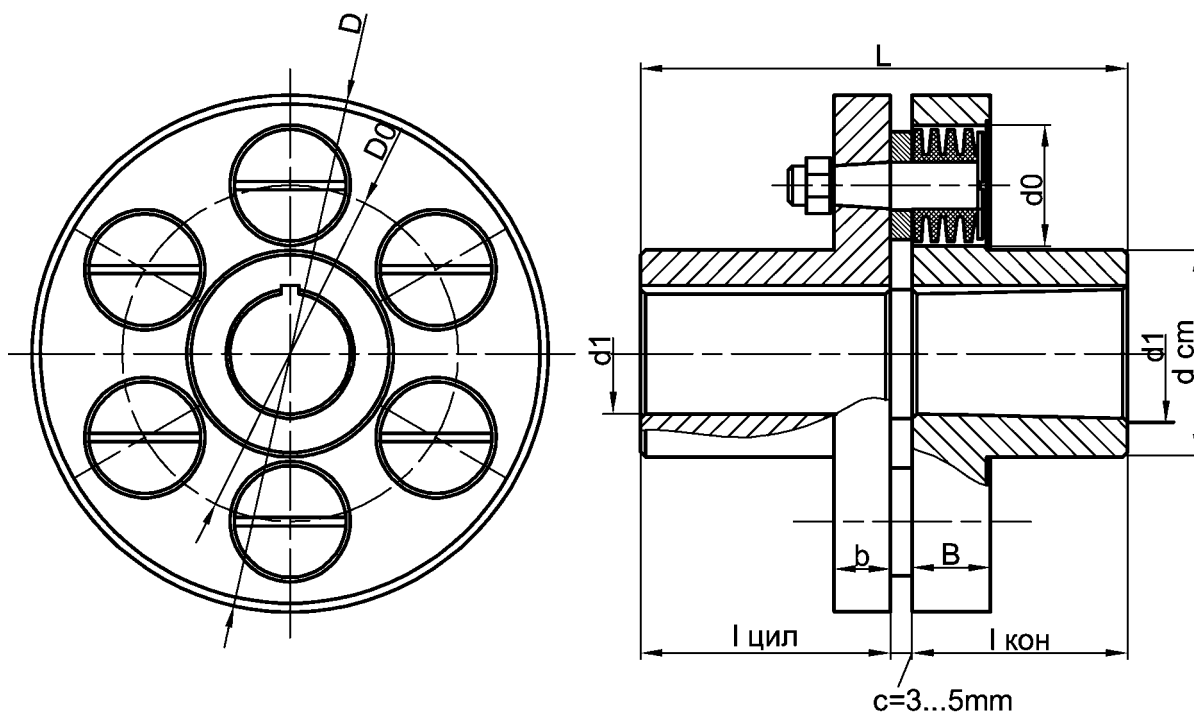


Рисунок 4.29 — Муфта упругая втулочно-пальцевая

Задача 4.25

Втулочно-пальцевая муфта (см. рис. 4.29) имеет характеристики: диаметр расположения пальцев $D_o = 68$ мм, длину пальца $\ell_n = 19$ мм, длину втулки $\ell_{вм} = 15$ мм, число пальцев $z = 6$ и передает при этом мощность $P = 5$ кВт, при частоте вращения $n = 2900$ мин⁻¹. Приняв допустимые напряжения изгиба материала пальцев $[\sigma]_{из} = 80$ МПа и допустимые напряжения смятия резиновых втулок $[\sigma]_{см} = 2$ МПа, определить минимально возможные диаметры пальцев из условия прочности пальцев на изгиб и резиновых втулок на смятие.

Задача 4.26

Кулачковая сцепная муфта (рис. 4.30) имеет на каждой из полумуфт $z = 5$ прямобочных кулачков. Кулачки сверху и снизу очерчены окружностями диаметром $D = 130$ мм и $d = 90$ мм, кулачок выступает над торцом полумуфты на высоту $h = 10$ мм. Рассчитать вращающие моменты, которые сможет передать муфта, из условия прочности кулачков на изгиб и смятие, если допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_{из} = 100$ МПа, допускаемые напряжения на смятие $[\sigma]_{см} = 80$ МПа. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между кулачками $K_H = 2,5$.

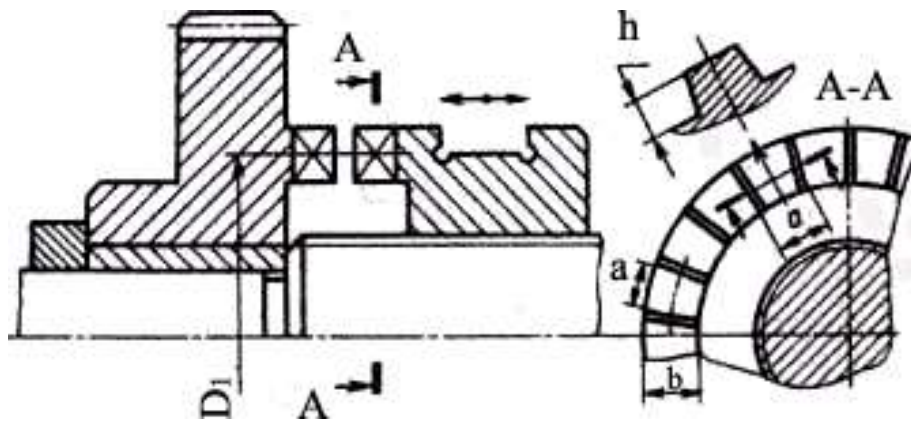


Рисунок 4.30 — Кулачковая сцепная муфта

Задача 4.27

Рассчитать количество пар поверхностей трения z сцепной дисковой фрикционной муфты (рис. 4.31), у которой наружный диаметр поверхностей трения $D_{нар} = 90$ мм, внутренний — $D_{вн} = 65$ мм и которая передает мощность $P = 3$ кВт при частоте вращения $n = 730$ мин⁻¹. При расчете принять: допустимое давление на поверхностях трения $[p] = 0,8$ МПа, коэффициент трения на трущихся поверхностях $f = 0,06$, коэффициент запаса сцепления $S = 1,2$.

Задача 4.28

Рассчитать необходимую силу сжатия дисков сцепной фрикционной дисковой муфты (см. рис. 4.31), в которой число поверхностей трения $z = 3$, наружный диаметр поверхностей трения $D_{нар} = 74$ мм, внутренний — $D_{вн} = 38$ мм. Муфта передает мощность $P = 3$ кВт при частоте вращения $n = 930$ мин⁻¹. При расчете принять коэффициент трения $f = 0,06$, коэффициент запаса сцепления $S = 1,5$.

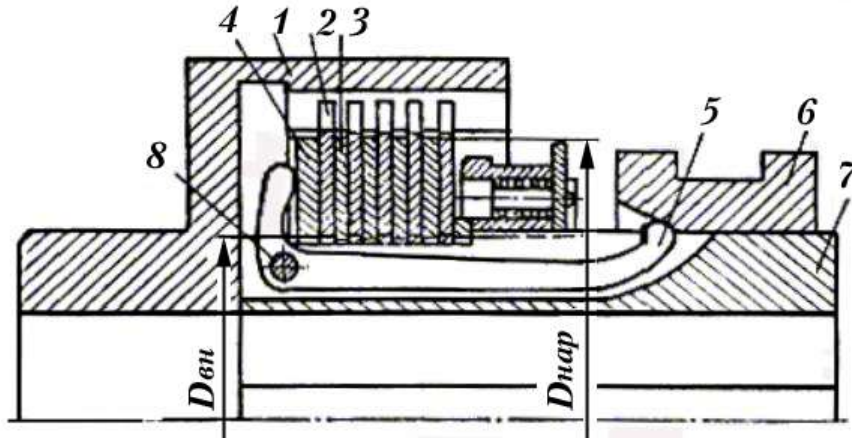


Рисунок 4.31 — Муфта фрикционная многодисковая

Задача 4.29

Предохранительная муфта со срезающимся штифтом (рис. 4.32) имеет характеристики: диаметр штифта с концентратором $d_{шт} = 3,4$ мм, количество штифтов $z = 1$, радиус расположения сечений среза штифтов $R = 40$ мм, материал штифта с пределом прочности на срез $\tau_{ср} = 200$ МПа. Рассчитать вращающий момент, передаваемый муфтой, если коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между штифтами, $k = 1$.

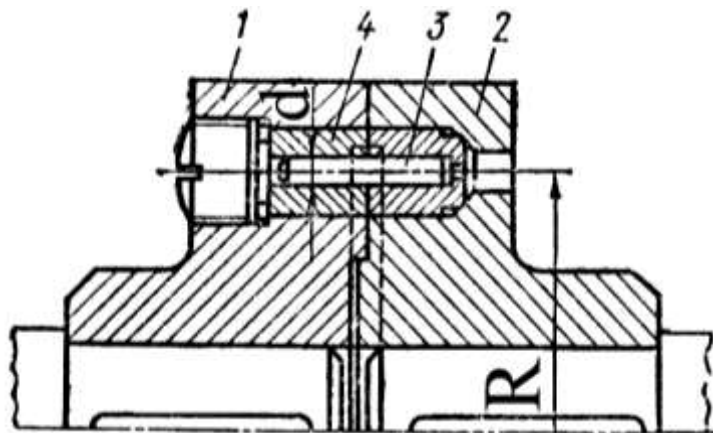


Рисунок 4.32 — Предохранительная муфта со срезающимся штифтом

ЛИТЕРАТУРА

- 1 **Заблонський, К. І.** Деталі машин / Заблонський К. І. — Одеса : АстроПринт, 1999. — 404 с. — ISBN 5-7763-2409-2.
- 2 **Иванов, М. Н.** Детали машин / Иванов М. Н., Финогенов В. А. — М. : Высш. шк., 2002. — 408 с. — ISBN 5-06-004063-1.
- 3 **Карнаух, С. Г.** Детали машин : конспект лекций / Карнаух С. Г. — Краматорск : ДГМА, 2003. — 212 с.
- 4 **Карнаух, С. Г.** Расчеты механических передач : учебное пособие к курсовому и дипломному проектированию / С. Г. Карнаух. — Краматорск : ДГМА, 2008. — 252 с. — ISBN 978-966-379-266-8.
- 5 **Кудрявцев, В. Н.** Детали машин / Кудрявцев В. Н. — М. : Высшая школа, 1980. — 446 с.
- 6 **Куклин, Н. Г.** Детали машин : учебник для заочных техникумов / Куклин Н. Г., Куклина Г. С. — М. : Высш. школа, 1979. — 311 с.
- 7 **Решетов, Д. Н.** Детали машин / Решетов Д. Н. — М. : Машиностроение, 1989. — 496 с. — ISBN 5-217-00335-9.
- 8 **Чернин, И. Н.** Расчеты деталей машин / И. Н. Чернин, А. В. Кузьмин, Г. М. Ицкович. — Минск : Высшая школа, 1978. — 593 с.
- 9 **ГОСТ 21357-87.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. — М. : Государственный комитет СССР по стандартам, 1988. — 127 с.
- 10 **Подшипники качения : справочник-каталог** / под ред. В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского. — М. : Машиностроение, 1984. — 280 с.
- 11 **Поляков, В. С.** Справочник по муфтам / В. С. Поляков, И. Д. Барабаш, О. А. Ряхновский. — 2-е изд. — Л. : Машиностроение, 1979. — 344 с.
- 12 **Сборник задач по деталям машин** / Романов М. Я. [и др.]. — М. : Машиностроение, 1984. — 240 с.
- 13 **Примеры решения задач по дисциплине «Детали машин» для студентов механических специальностей. Ч.1** / сост. Л. П. Филимошкина. — Краматорск : ДГМА, 2008. — 20 с.
- 14 **Расчет резьбовых соединений : учебное пособие** / сост.: Роганов Л. Л., Карнаух С. Г. — Краматорск : ДГМА, 2004. — 96 с. — ISBN 996-7851-53-2.
- 15 **Методические указания к расчету валов и осей для студентов всех специальностей** / сост.: Карнаух С. Г., Чумаченко А. В., — Краматорск : ДГМА, 2003. — 52 с.
- 16 **Выбор и расчет подшипников качения : методические указания к курсовому и дипломному проектированию для студентов всех специальностей** / сост.: Новицкая Л. Н., Шишлаков П. В. — Краматорск : ДГМА, 2003. — 52 с.
- 17 **Расчет и конструирование кулачковых и фрикционных муфт : учебное пособие** / сост.: Роганов Л. Л., Карнаух С. Г., — Краматорск : ДГМА, 2003. — 56 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

ОРГАНИЗАЦИЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ (ДНЕВНОЕ ОТДЕЛЕНИЕ)

Б.1 План организации самостоятельной работы студента

Типовой план организации самостоятельной работы студента под руководством преподавателя:

1 Организационная часть:

перекличка – 2 мин,

сообщение темы занятия, связь с предыдущими темами – 3 мин.

2 Общие методические указания по выполнению задания соответствующей темы – 10 мин.

3 Выдача задания и рекомендации по выбору литературы и методических указаний – 5 мин.

4 Самостоятельная работа студентов – 65 мин.

5 Индивидуальные консультации в процессе занятий.

6 Зачет, отметка в журналах – 5 мин.

Распределение тем для изучения по неделям осеннего триместра представлено в таблице Б.1

Таблица Б.1

НЕДЕЛЯ	ТЕМА	ЧАСЫ
Модуль 1 (коэффициент весомости 0,55)		
1	Основные критерии работоспособности. Расчет напряжений	4
2	Расчет допускаемых напряжений при статический нагрузке. Связь характеристик цикла с пределом выносливости при циклической нагрузке.	6
3	Общие характеристики передач	6
4	Основные параметры зацепления зубчатых колес с эвольвентными зубьями	6
5	Передачи прямозубыми цилиндрическими колесами	8
6	Передачи косозубыми цилиндрическими колесами	6
7	Конические прямозубые передачи	6
8	Червячные передачи	8
9	Ременные и цепные передачи	10
Модуль 2 (коэффициент весомости 0,45)		
10	Проверочный расчет вала на выносливость	10
11	Расчеты подшипников качения	6
12	Расчет муфт	6
13	Расчет сварных соединений	6
14	Расчет резьбовых соединений	6

15	Расчет шпоночных, шлицевых и штифтовых соединений	6
----	---	---

Б.2 Критерии оценки

Основные знания и навыки по решению задач, представленных в пособии, студент применяет непосредственно на практических занятиях по дисциплине Детали машин при решении тестовых заданий, а также при решении заданий контрольных и экзаменационной работ. В табл. Б.2 и Б.1 приведены критерии оценки тестовых заданий и контрольных (экзаменационных) работ.

Таблица Б.2 — Критерии оценки тестовых заданий

Кол-во баллов	Критерии оценки
2	Студент правильно и в полном объеме решает все задачи, представленные в сборнике, в состоянии логически и последовательно обосновывать их решение, сопровождая их необходимыми схемами и чертежами, демонстрирует способность применять изученные в курсе ДМ правила и методы расчета
1	Студент в основном решает представленные в сборнике задачи, но затрудняется привести расчетные схемы, решение задач может обосновать не в полной мере и не всегда логически и последовательно, в ходе решения допускает арифметические ошибки, которые, однако, значительно не влияли на конечный результат
0	Студент в состоянии самостоятельно решить только часть задач. При решении допускает серьезные ошибки, которые влияют на ход решения и приводят к существенному отличию полученных результатов от приведенных в прил. А ответов. Вызывает у студента также серьезные затруднения необходимость логически изложить решение. В ходе решения им задач имеют место лишь отдельные не связанные между собой уравнение и вычисление.

Таблица Б.3 — Критерии оценки контрольных (экзаменационных) работ

Оценка	Баллы за КР	Баллы за ЭКЗ	Критерии оценки
«отлично»	49...55	90...100	Студент правильно и в полном объеме ответил на все вопросы билета, логически и последовательно обосновал решение всех задач, сопровождая их необходимыми схемами и чертежами, продемонстрировал при этом способность применять изученные в курсе ДМ правила, методы расчета
«хорошо»	42...48	75...89	Студент правильно и в полном объеме ответил на вопрос билета, логически и последовательно обосновал решение большинства задач, допустив незначительные ошибки. Решение сопровождал необходимыми схемами и чертежами
«удовлетворительно»	35...41	55...74	Студент в основном правильно и в достаточном объеме ответил на вопросы билета, но не в полной мере и не всегда последовательно и логически обосновал решение задач, допустил ошибки при выполнении схем и чертежей, при этом применение изученных в курсе ДМ правил и методик расчета вызвало значительные трудности
«неудовлетворительно»	0...34	0...54	Студент при ответе на вопрос билета допустил принципиальные ошибки, выполнил решение задач без достаточного обоснования большинства решений, без соблюдения логической последовательности, при этом, как правило, отсутствуют попытки анализировать конкретные решения на основе использования правил и методик, изученных в курсе ДМ

ПРИЛОЖЕНИЕ В

ОРГАНИЗАЦИЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ (ЗАОЧНОЕ ОТДЕЛЕНИЕ)

В.1 План организации самостоятельной работы студента

Распределение времени, отведенного на самостоятельную работу студентов заочной формы обучения, по основным темам курса представлено в таблице В.1.

Таблица В.1

№	ТЕМА	ЧАСЫ
Модуль 1 (коэффициент весомости 0,45)		
1	Основные критерии работоспособности. Расчет допускаемых напряжений при статический нагрузке.	8
2	Общие характеристики передач	8
3	Основные параметры зацепления зубчатых колес с эвольвентными зубьями	8
4	Передачи прямозубыми и косозубыми цилиндрическими колесами	10
5	Конические прямозубые передачи	10
6	Червячные передачи	10
7	Цепные и ременные передачи	10
Модуль 2 (коэффициент весомости 0,55)		
8	Проверочный расчет вала на выносливость	10
9	Расчеты подшипников качения	8
10	Расчеты соединений	8

В.2 Критерии оценки

Основные знания и навыки по решению задач, представленных в пособии, студент заочной формы обучения применяет при защите контрольной работы и решении заданий экзаменационной работы.

Оценка знаний студентов заочного отделения состоит из двух частей:

1 Защита контрольной работы (ЗК) (коэффициент весомости — 0,40) — 0...100 баллов.

2 Оценка письменной части экзамена (коэффициент весомости — 0,60) — 0...100 баллов.

Экзаменационный билет содержит задания по двум модулям (табл. В.2).

Таблица В.2 — Структура экзаменационного билета

Содержание	Баллы	Общая оценка
Модуль 1(коэффициент весомости — 0,45)		$\begin{aligned} &\text{ОЦЕНКА (0...100)}= \\ &=0,4\times3K(0...100)+0,6\times I \\ &\quad\times0,45\times \\ &\quad\times M1(0...100)+0,55\times M2 \\ &\quad\quad(0...100)I \end{aligned}$
Теоретический вопрос	0...30	
Задача на расчет передач из условия усталостной или изгибной прочности	0...40	
Задача по темам разделов 1 и 3	0...30	
Модуль 2 (коэффициент весомости — 0,55)		
Теоретический вопрос	0...20	
Задача по темам раздела 4	0...40	
Задача по темам раздела 2	0...40	

В.3 Теоретические вопросы экзаменационного билета

- 1 Курс ДМ, понятия машины, детали, детали общего применения.
- 2 Расчеты деталей на прочность, структура расчета.
- 3 Нагрузки, действующие на детали машин. Основные критерии работоспособности.
- 4 Определения напряжений растяжения в деталях различного сечения.
- 5 Определения напряжений сжатия в деталях различного сечения.
- 6 Определения напряжений смятия в деталях различного сечения.
- 7 Определения напряжений среза в деталях различного сечения.
- 8 Определения напряжений изгиба в деталях различного сечения.
- 9 Определения напряжений кручения в деталях различного сечения.
- 10 Определения допускаемых напряжений при статической нагрузке.
- 11 Передачи, их место в машинах, виды передач, разновидности.
- 12 Параметры, общие для всех видов передач.
- 13 Передачи зацеплением, разновидности.
- 14 Критерии работоспособности зубчатых передач.
- 15 Прямозубые зубчатые колеса, основные параметры.
- 16 Силы в зацеплении прямозубых зубчатых колес.
- 17 Последовательность расчета зубчатых передач.
- 18 Косозубые передачи, их особенности и отличия от прямозубых.
- 19 Расчеты косозубых передач, особенности расчета шевронных передач.
- 20 Передачи гибкой связью, ременные передачи, характеристики, типы.
- 21 Устройство и расчеты подшипников трения скольжения.
- 22 Классификация подшипников качения.
- 23 Расчет подшипников качения на долговечность.
- 24 Последовательность расчета машинного вала на выносливость.
- 25 Классификация и назначение муфт.
- 26 Виды компенсирующих соединительных муфт.

Навчальне видання

КУЛІК Тетяна Олександрівна

ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ І ДЕТАЛІ МАШИН

Навчальний посібник

**(для самостійної роботи студентів
машинобудівних та механічних спеціальностей
усіх форм навчання)**

(Російською мовою)

Редактор О. М. Болкова

Комп'ютерна верстка О. П. Ордіна

230/2007. Підп. до друку . Формат 60 x 84/16.
Папір офсетний. Ум. друк. арк. 10,93. Обл.-вид. арк. 9,48.
Тираж прим. Зам. № .

Донбаська державна машинобудівна академія
84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72.
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру
серія ДК №1633 від 24.12.03.