

к

СБОРНИК ЗАДАЧ
и примеров
расчета
по курсу
ДЕТАЛЕЙ
МАШИН



СБОРНИК ЗАДАЧ И ПРИМЕРОВ РАСЧЕТА ПО КУРСУ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

ИЗДАНИЕ 4-е, ПЕРЕРАБОТАННОЕ

*Допущено Министерством высшего
и среднего специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для машиностроительных техникумов*



Москва
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1975

6П5.3

С 23

УДК 621.81 (076.1)

39.99

Авторы: Г. М. ИЦКОВИЧ, С. А. ЧЕРНАВСКИЙ, В. А. КИСЕЛЕВ,
К. Н. БОКОВ, М. А. БОНЧ-ОСМОЛОВСКИЙ

Научные редакторы доц. Г. М. ИЦКОВИЧ
и д-р техн. наук проф. С. А. ЧЕРНАВСКИЙ

Сборник задач и примеров расчета по курсу деталей ма-
С 23 **шин. Учебное пособие для машиностроительных техникумов.**
Изд. 4-е, перераб. М., «Машиностроение», 1975.

286 с. с ил.

На обороте тит. л. авт.: Г. М. Ицкович, С. А. Чернавский, В. А. Киселев, К. Н. Боков, М. А. Бонч-Осмоловский.

Сборник задач составлен применительно к программе по технической механике для машиностроительных техникумов и содержит задачи по всем разделам предмета детали машин.

Большинство задач снабжено ответами, многие имеют указания к решению. Типовые расчеты деталей машин иллюстрированы примерами.

В приложении к сборнику помещены справочные данные, необходимые для выполнения расчетов.

С 31302-613
038(01)-75 22-74

6П5.3



ПРЕДИСЛОВИЕ

Четвертое издание сборника переработано по сравнению с предыдущим.

Новое издание составлено как дополнение к учебнику «Детали машин» авторов А. Т. Батурина, Г. М. Ицковича, Б. Б. Панича, И. М. Чернина, М., «Машиностроение», 1971. Это позволило исключить большое количество дополнительных обозначений и расчетных формул, которые в предыдущем издании были приведены в начале глав. Исключение составляет глава «Подшипники качения»; здесь даны достаточно подробные сведения по новой методике подбора подшипников, которые пока не нашли отражения в учебной литературе.

Как и в третьем издании, номера задач, имеющих решения, отмечены звездочками. Двумя звездочками отмечены задачи для контрольных и домашних расчетно-графических работ, снабженные таблицами вариантов.

Справочные материалы, помещенные в приложении к сборнику, дополнены данными, необходимыми для решения задач.

Замечания и пожелания по содержанию сборника просьба направлять по адресу: Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., д. 3, издательство «Машиностроение».

ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К УСЛОВИЯМ И ОТВЕТАМ ЗАДАЧ

1. Для сокращения текста условий задач во многих случаях наименования заданных и подлежащих определению величин заменены соответствующими буквенными обозначениями. Обозначения в основном соответствуют принятым в учебнике А. Т. Батурина и др. (см. работу [2]), кроме того, перечень основных обозначений приведен на стр. 4—5 и в некоторых главах даны дополнительные обозначения.

2. В большинстве задач все заданные размеры указаны на чертеже; при этом, когда линейные размеры заданы в миллиметрах, единица измерения не указана.

3. Большинство справочных данных, необходимых для решения задач, приведено в таблицах приложения (ссылки в тексте даны в виде: „см. табл. П7” и т. п.); некоторые справочные сведения даны непосредственно в начале соответствующих глав.

В тех случаях, когда необходимых справочных данных нет, дана ссылка на источник, в котором они имеются. Ссылки даны числами в квадратных скобках, указывающими порядковый номер источника по списку литературы, приведенному в конце книги.

4. Точность ответов соответствует результатам вычислений с помощью обычной (25-сантиметровой) логарифмической линейки; в ряде случаев результаты вычислений дополнительно округлены в соответствии с требованиями стандартов и нормалей.

Ответы задач, связанных с проектными расчетами, во многих случаях следует рассматривать лишь как ориентировочные, так как в процессе их решения имеется определенная свобода в выборе расчетных коэффициентов.

5. Методы расчетов и расчетные формулы, как правило, соответствуют принятым в учебнике [2]. Исключение составляет подбор подшипников качения, который ведется по новой методике, краткие сведения об этой методике приведены в начале соответствующей главы. То же частично относится к расчету шпоночных соединений, что обусловлено выходом ГОСТа, не нашедшего отражения в указанном учебнике.

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- E — модуль продольной упругости;
- F — площадь;
- f — коэффициент трения скольжения;
- G — модуль сдвига;
- k_{σ}, k_{τ} — эффективный коэффициент концентрации напряжений при симметричном цикле изменения соответственно нормальных и касательных напряжений;
- M — момент силы (общее обозначение); вращающий момент;
- M_x, M_y — изгибающий момент в поперечном сечении бруса соответственно относительно оси x или y ;
- M_z, M_k — крутящий момент в поперечном сечении бруса;
- M_{II} — изгибающий момент в поперечном сечении бруса;
- $M_{\text{экв}}$ — эквивалентный момент по принятой гипотезе прочности;
- N — мощность; продольная сила в поперечном сечении бруса;
- n — коэффициент запаса прочности, частота вращения в об/мин;
- $[n]$ — требуемый (заданный) коэффициент запаса прочности;
- P — сосредоточенная сила, окружное усилие;
- p — давление;
- q — интенсивность распределенной нагрузки, нагрузка на единицу длины контактной линии;
- R — коэффициент асимметрии цикла;
- v — линейная скорость;
- W_x, W_y — осевой момент сопротивления сечения соответственно относительно оси x или y ;
- W_p — полярный момент сопротивления;
- ε — линейная деформация; коэффициент скольжения в ременной или фрикционной передаче;
- $\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$ — масштабный фактор соответственно для нормальных и касательных напряжений;
- η — коэффициент полезного действия;
- λ — изменение высоты пружины; гибкость стержня; угол подъема винтовой линии;
- μ — коэффициент Пуассона; коэффициент приведения длины сжатого стержня;
- ρ — угол трения;
- σ — нормальное напряжение (общее обозначение);
- $\sigma_p, \sigma_c, \sigma_{II}, \sigma_{\text{см}}$ — нормальное напряжение соответственно при растяжении, сжатии, изгибе, смятии;

$\sigma_{\text{экв}}$ — эквивалентное напряжение по принятой для расчета гипотезе прочности;
 $\sigma_{\text{в}}$ — предел прочности (общее обозначение);
 $\sigma_{\text{вр}}$; $\sigma_{\text{вс}}$; $\sigma_{\text{вн}}$ — предел прочности соответственно при растяжении, сжатии, изгибе;
 $\sigma_{\text{т}}$ — предел текучести;
 σ_{-1} — предел выносливости при изгибе с симметричным циклом изменения напряжений;
 $\sigma_{-1\text{р}}$ — то же, при растяжении-сжатии;
 σ_0 — предел выносливости при изгибе с отнулевым (пульсирующим) циклом изменения напряжений;
 $\sigma_{\text{в}}$; σ_a — амплитуда цикла нормальных напряжений;
 σ_m — среднее напряжение цикла нормальных напряжений;
 $[\sigma]$ — допускаемое нормальное напряжение (общее обозначение);
 $[\sigma]_{\text{р}}$; $[\sigma]_{\text{с}}$ — допускаемое напряжение соответственно при растяжении, сжатии, изгибе, смятии;
 $[\sigma]_{\text{н}}$; $[\sigma]_{\text{см}}$ — допускаемое напряжение соответственно при растяжении, сжатии, изгибе, смятии;
 τ — касательное напряжение (общее обозначение);
 $\tau_{\text{ср}}$ — касательное напряжение при срезе;
 $\tau_{\text{т}}$ — предел текучести при кручении (чистом сдвиге);
 τ_{-1} — предел выносливости при кручении с симметричным циклом изменения напряжений;
 τ_0 — то же, с отнулевым (пульсирующим) циклом;
 $\tau_{\text{в}}$; τ_a — амплитуда цикла касательных напряжений;
 τ_m — среднее напряжение цикла касательных напряжений;
 $[\tau]$ — допускаемое касательное напряжение (общее обозначение);
 $[\tau]_{\text{к}}$; $[\tau]_{\text{ср}}$ — допускаемое напряжение соответственно при кручении и срезе;
 φ — коэффициент продольного изгиба; угол закручивания;
 φ_0 — угол закручивания на единицу длины;
 $[\varphi_0]$ — допускаемый угол закручивания на единицу длины;
 ψ_{σ} ; ψ_{τ} — коэффициент влияния асимметрии цикла соответственно для нормальных и касательных напряжений;
 ω — угловая скорость.

ГЛАВА I

РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Дополнительные обозначения и справочные данные

β — коэффициент состояния и качества поверхности; средние значения:

$\beta = 1,0$ — полированная поверхность;

$\beta = 0,97$ — шлифованная поверхность;

$\beta = 0,94$ — чисто обточенная поверхность;

$\beta = 0,87$ — поверхность, грубо обработанная резцом.

$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$ ($\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$) — коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла (расшифровку обозначений см. стр. 4, 5).

Средние значения коэффициентов:

	ψ_σ	ψ_τ
Сталь углеродистая при $\sigma_B = 350 \div 550$ Н/мм ²	0,15	0,10
Сталь углеродистая при $\sigma_B = 650 \div 800$ Н/мм ²	0,20	0,10
Сталь легированная при $\sigma_B = 1000$ Н/мм ²	0,25	0,08

$(K_\sigma)_D = \frac{k_\sigma}{\varepsilon\beta}$, $[(K_\tau)_D = \frac{k_\tau}{\varepsilon\beta}]$ — общий коэффициент снижения предела выносливости при симметричном цикле; значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений k_σ и k_τ см. табл. П39 — П43; значения масштабного фактора $\varepsilon = \varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$ см. табл. П38.

$R_\sigma = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$; $(R_\tau = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}})$ — коэффициент асимметрии цикла;

$\rho_\sigma = \frac{\sigma_v}{\sigma_m}$; $(\rho_\tau = \frac{\tau_v}{\tau_m})$ — характеристика цикла $(\rho = \frac{1-r}{1+r})$.

1.1*. Короткий цилиндрический стержень с поперечным отверстием (рис. 1.1), изготовленный из стали 40, нормализованной, нагружен осевыми силами P . Определить допустимое значение сил P в зависимости от закона изменения их величин во времени. Требуемые коэффициенты запаса по отношению к пределу выносливости и по отношению к пределу текучести принять одинаковыми $[n] = 2,2$. Поверхность стержня чисто обточенная.

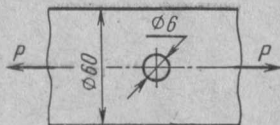


Рис. 1.1

Решение.

При одинаковых по отношению к пределам выносливости и текучести заданных коэффициентах запаса следует выяснить, при каких коэффици-

ентах асимметрии цикла решающим является расчет по выносливости и при каких — по текучести.

Коэффициент запаса по выносливости определяется по формуле

$$n = \frac{\sigma_{-1p}}{(K_{\sigma})_D \sigma_v + \psi_{\sigma} \sigma_m} \quad (1)$$

Учитывая соотношения между параметрами цикла переменных напряжений (индекс при ρ опущен)

$$\sigma_v + \sigma_m = \sigma_{\max}; \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{\max}}{1 + \rho}; \quad \sigma_v = \frac{\rho \sigma_{\max}}{1 + \rho},$$

приведем выражение (1) к виду

$$n = \frac{\sigma_{-1p} (1 + \rho)}{\sigma_{\max} [(K_{\sigma})_D \rho + \psi_{\sigma}]} = \frac{2\sigma_{-1p}}{\sigma_{\max} [(K_{\sigma})_D (1 - R) + \psi_{\sigma} (1 + R)]} \quad (1a)$$

(соответствующие преобразования рекомендуем выполнить учащемуся самостоятельно).

Коэффициент запаса по текучести

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} \quad (2)$$

Приравняв правые части выражений (1a) и (2), найдем то значение R , при котором коэффициенты запаса по выносливости и по текучести будут одинаковы:

$$R_0 = \frac{2\sigma_{-1p} - \sigma_T [(K_{\sigma})_D + \psi_{\sigma}]}{\sigma_T [\psi_{\sigma} - (K_{\sigma})_D]} \quad (3)$$

Для стали 40, нормализованной, $\sigma_T = 280$ Н/мм²; $\sigma_B = 560$ Н/мм² (см., например, табл. 3.15 в пособии [10]). По эмпирическому соотношению

$$\sigma_{-1p} \approx 0,36\sigma_B = 0,36 \cdot 560 = 202 \text{ Н/мм}^2.$$

По данным, приведенным на стр. 7 и в табл. П38 и П41, имеем $\psi_{\sigma} = 0,15$; $\beta = 0,94$; $\epsilon = 0,75$; $k_{\sigma} = 1,92$ и

$$(K_{\sigma})_D = \frac{1,92}{0,75 \cdot 0,94} = 2,72.$$

Подставив указанные величины в выражение (3), найдем

$$R_0 = \frac{2 \cdot 202 - 280 (2,72 + 0,15)}{280 (0,15 - 2,72)} = 0,555.$$

Ограничиваясь рассмотрением циклов со средними растягивающими напряжениями ($\sigma_m \geq 0$), получаем, что при $0,555 \leq R \leq +1,0$ расчет следует вести по текучести, а при $-1,0 \leq R \leq 0,555$ — по выносливости.

Максимальное значение номинального напряжения

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{\max}}{F_{\text{нетто}}} = \frac{P_{\max}}{\left(\frac{\pi}{4} 60^2 - 60 \cdot 6\right)} = \frac{P_{\max}}{2470} \text{ Н/мм}^2.$$

При $0,555 \leq R \leq 1,0$ допускаемое значение P_{\max} постоянно; из формулы (2) имеем (при $n = [n] = 2,2$)

$$\frac{280 \cdot 2470}{[P_{\max}]} = 2,2,$$

откуда $[P_{\max}] = 314 \cdot 10^3 \text{ Н} = 314 \text{ кН}$.

При $-1,0 \leq R \leq 0,555$ из формулы (1а), приравняв величину n требуемому коэффициенту $[n]=2,2$, найдем

$$\frac{2 \cdot 202 \cdot 2470}{P_{\max} [2,72 (1-R) + 0,15 (1+R)]} = 2,2,$$

откуда

$$[P_{\max}] = \frac{454 \cdot 10^3}{2,87 - 2,57R}.$$

На рис. 1.2 дан график зависимости допускаемого значения максимальной силы от коэффициента асимметрии цикла. Вертикальная штриховая линия делит график на две части: правая соответствует расчетам по пределу текучести; левая — по пределу выносливости.

1.2. Исследовать по данным предыдущей задачи изменение допускаемого максимального значения силы P (построить график, аналогичный изображенному на рис. 1.2) для значений коэффициента асимметрии цикла $-50 \leq R \leq -1,0$. Для циклов с $\sigma_m < 0$ принять $\psi_\sigma = 0$.

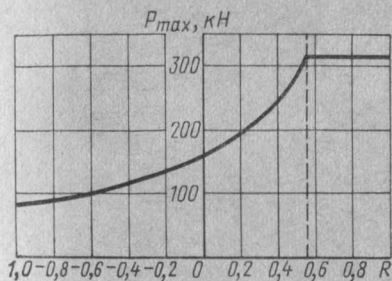


Рис. 1.2

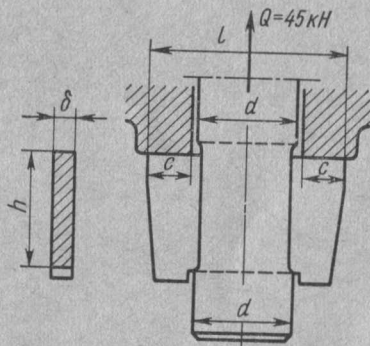


Рис. 1.3

1.3*. Рассчитать закрепление чекой фундаментного болта (рис. 1.3). Материал болта и чеки — сталь Ст3, материал плиты — чугун СЧ 12-28.

Решение.

1. Из расчета на срез определяем требуемую площадь сечения чеки (сечения, параллельного оси болта); учитывая, что срез чеки может произойти одновременно по двум плоскостям, имеем

$$F_{\text{ср}} = \frac{Q}{2 [\tau]_{\text{ср}}}.$$

Допускаемое напряжение на срез рекомендуют принимать $[\tau]_{\text{ср}} = (0,25 \div 0,3) \sigma_T$. Принимаем $[\tau]_{\text{ср}} = 0,3 \sigma_T = 0,3 \cdot 240 = 72 \text{ Н/мм}^2$, где для стали Ст3 $\sigma_T = 240 \text{ Н/мм}^2$. Подстановка числовых значений дает

$$F_{\text{ср}} = \frac{45 \cdot 10^3}{2 \cdot 72} = 313 \text{ мм}^2.$$

Задаемся толщиной чеки $\delta = 5$ мм (большую толщину чеки брать не следует, иначе сечение болта будет значительно ослаблено), тогда

$$h = \frac{F_{\text{ср}}}{\delta} = \frac{313}{5} = 62,6 \text{ мм},$$

с небольшим округлением принимаем $h = 63$ мм.

2. Определяем требуемое сечение болта в месте ослабления его чекой. Принимая коэффициент запаса $[n] = 2,5$, получаем

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{240}{2,5} = 96 \text{ Н/мм}^2.$$

Площадь сечения нетто

$$F_{\text{нетто}} = \frac{Q}{[\sigma]_p} = \frac{45 \cdot 10^3}{96} = 469 \text{ мм}^2.$$

Рассматривая приближенно $F_{\text{нетто}}$ как разность между площадями круга диаметром d и прямоугольника размерами h и δ , получаем

$$F_{\text{нетто}} = \frac{\pi}{4} d^2 - d\delta = 0,785d^2 - 5d = 469 \text{ мм}^2,$$

откуда $d \approx 28$ мм.

3. Достаточность принятой величины d проверяем расчетом на смятие поверхности контакта чеки с болтом, принимая допускаемое напряжение $[\sigma]_{\text{см}} = 1,8 [\sigma]_p = 1,8 \cdot 96 = 173 \text{ Н/мм}^2$;

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{Q}{F_{\text{см}}} = \frac{Q}{\delta d} = \frac{45 \cdot 10^3}{5 \cdot 28} = 321 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma]_{\text{см}}.$$

Следовательно, диаметр болта, определенный из расчета на растяжение, мал. Определяем диаметр болта из расчета на смятие:

$$\delta d \geq \frac{Q}{[\sigma]_{\text{см}}},$$

откуда

$$d = \frac{Q}{\delta [\sigma]_{\text{см}}} = \frac{45 \cdot 10^3}{5 \cdot 173} = 52 \text{ мм}.$$

4. Определяем размер c из расчета на смятие поверхности контакта чеки с плитой, принимая для плиты из чугуна СЧ12-28 $[\sigma]_{\text{см}} = 80 \text{ Н/мм}^2$. Условие прочности;

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{Q}{2c\delta} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

откуда

$$c \geq \frac{Q}{2\delta [\sigma]_{\text{см}}} = \frac{45 \cdot 10^3}{2 \cdot 5 \cdot 80} = 56,2 \text{ мм};$$

принимаем $c = 57$ мм.

1.4. При решении предыдущей задачи было установлено, что требуемый диаметр болта следует определять не по условию прочности на растяжение, а по условию прочности на смятие поверхности его соприкосновения с чекой. Выяснить, не будет ли конструкция более рациональной, если принять толщину чеки $\delta = 8$ мм (взамен $\delta = 5$ мм, как было принято в проведенном расчете).

1.5*. Проверить на прочность участок вала (рис. 1.4), изготовленного из стали 40ХН улучшенной. Изгибающий момент, возникающий в поперечных сечениях рассматриваемого участка, пренебрежимо мал по сравнению с крутящим моментом. Последний изменяется во времени по пульсирующему циклу; при этом его максимальное значение $\max M_K = 5,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

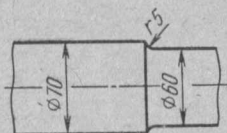


Рис. 1.4

Решение.

Условие прочности при расчете на выносливость (усталостную прочность):

$$n = \frac{\tau_{-1}}{\varepsilon \beta \tau_v + \psi_\tau \tau_m} \geq [n].$$

Механические характеристики стали 40ХН улучшенной: $\sigma_B = 900 \text{ Н/мм}^2$, $\sigma_T = 690 \text{ Н/мм}^2$ (см. табл. П21).

Пользуясь эмпирическими соотношениями, находим

$$\tau_T \approx 0,58 \sigma_T = 0,58 \cdot 690 = 400 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1} = 0,58 (0,35 \sigma_B + 100) = 0,58 (0,35 \cdot 900 + 100) = 240 \text{ Н/мм}^2.$$

По табл. П38, П39 и данным, приведенным на стр. 7, имеем $\varepsilon = 0,71$; $k_\tau = 1,27$; $\beta = 0,97$; $\psi_\tau = 0,08$.

Номинальные касательные напряжения в точках контура рассматриваемого поперечного сечения

$$\tau_{\max} = \frac{\max M_K}{W_p} = \frac{\max M_K}{\frac{\pi}{16} d^3} = \frac{16 \cdot 5,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 60^3} = 130 \text{ Н/мм}^2.$$

При пульсирующем цикле

$$\tau_v = \tau_m = \frac{1}{2} \tau_{\max} = \frac{1}{2} 130 = 65 \text{ Н/мм}^2.$$

Расчетный коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{240}{\frac{1,27}{0,71 \cdot 0,91} 65 + 0,08 \cdot 65} = 1,92.$$

Для суждения о прочности вала надо установить допустимость полученной величины n , т. е., пользуясь рекомендациями, приведенными в учебной и справочной литературе, выбрать значение $[n]$.

По материалам из учебника [2]

$$[n] = [n_1] [n_2] [n_3].$$

Считая, что нагрузки, действующие на вал, известны с достаточной точностью и сведения о расчетных коэффициентах (k_τ и т. д.) надежны, можно принять $[n_1] = 1,2$.

Материал вала однороден, качество изготовления повышенное; при этом можно принять $[n_2] = 1,4$.

Считая, что к рассчитываемому валу не предъявляется каких-либо особых требований, можем принять $[n_3] = 1,0$.

Таким образом,

$$[n] = 1,2 \cdot 1,4 \approx 1,7$$

и следовательно, $n > [n]$, т. е. прочность достаточна.

1.6*. Концевая часть валика ручной передачи обработана для насадки рукоятки «на квадрат» (рис. 1.5). Насколько (в процен-

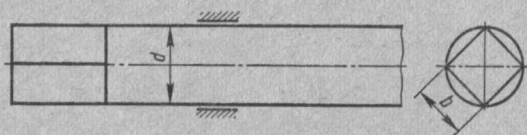


Рис. 1.5

тах) уменьшается допускаемый по условию прочности крутящий момент в результате изменения сечения?

Решение.

Условие прочности бруса круглого поперечного сечения:

$$\tau_{\max} = \frac{M_k}{W_p} = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16} d^3} \leq [\tau]_k;$$

то же, квадратного сечения:

$$\tau_{\max} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{0,208 b^3} \leq [\tau]_k.$$

Соответствующие величины допускаемых крутящих моментов:

$$[M_k]_{\text{круг}} = \frac{\pi d^3}{16} [\tau]_k;$$

$$[M_k]_{\text{кв}} = 0,208 b^3 [\tau]_k.$$

Уменьшение прочности при замене круглого сечения квадратным (при $d = b\sqrt{2}$ — см. рис. 1.5):

$$\begin{aligned} \frac{[M_k]_{\text{круг}} - [M_k]_{\text{кв}}}{[M_k]_{\text{круг}}} 100\% &= \\ &= \frac{\frac{\pi}{16} b^3 2\sqrt{2} - 0,208 b^3}{\frac{\pi}{16} b^3 2\sqrt{2}} 100\% = 62,5\%. \end{aligned}$$

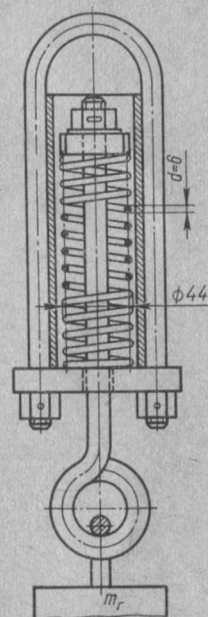


Рис. 1.6

1.7*. На рис. 1.6 показан амортизатор, применяемый для подвески грузов к крюкам подъемных кранов. Определить из условия прочности пружины допускаемую массу поднимаемого груза. Пружина изготовлена из проволоки II класса (ГОСТ 9389—60). Учесть, что в начале подъема груза его движение происходит равноускоренно и $a = 2,7 \text{ м/с}^2$.

Решение.

Расчетная величина силы, действующей на пружину амортизатора при ускоренном движении груза массой m_r (см., например, учебник [5]),

$$P = m_r g + m_r a = m_r (g + a).$$

Условие прочности пружины:

$$\tau = k \frac{8PD}{\pi d^3} \leq [\tau],$$

где поправочный коэффициент

$$k \approx \frac{4c_p + 2}{4c_p - 3} = \frac{4 \frac{38}{6} + 2}{4 \frac{38}{6} - 3} = 1,22.$$

Здесь индекс пружины $c_p = \frac{D}{d}$ (D — средний диаметр пружины; d — диаметр проволоки).

Допускаемое напряжение

$$[\tau] = 0,4\sigma_B = 0,4 \cdot 135 = 54 \text{ кгс/мм}^2 = 530 \text{ Н/мм}^2,$$

где по ГОСТ 9389—60 предел прочности проволоки II класса диаметром 6 мм $\sigma_B = 135 \text{ кгс/мм}^2$.

Допускаемое значение расчетной нагрузки

$$[P] = \frac{[\tau] \pi d^3}{8kD} = \frac{530 \cdot 3,14 \cdot 6^3}{8 \cdot 1,22 \cdot 38} = 970 \text{ Н}.$$

Допускаемая величина массы груза

$$[m_r] = \frac{[P]}{g + a} = \frac{970}{9,81 + 2,7} = 77,5 \text{ кг}.$$

1.8*. По данным предыдущей задачи выяснить, достаточны ли зазоры между витками пружины при действии на нее расчетной нагрузки. Шаг витков в свободном состоянии $t = 12,5 \text{ мм}$; рабочее число витков $i = 12$.

Решение.

Между витками пружины в рабочем состоянии (при расчетной нагрузке) должны оставаться зазоры $[s_p] \geq 0,1d$. Шаг ненагруженной пружины связан с диаметром проволоки d , осадкой пружины λ , числом ее рабочих витков i и зазором между витками s_p зависимостью

$$t = d + \frac{\lambda}{i} + s_p.$$

Осадка пружины под рабочей нагрузкой (при модуле сдвига $G = 8,0 \times 10^4 \text{ Н/мм}^2$)

$$\lambda = \frac{8PD^3i}{Gd^4} = \frac{8 \cdot 970 \cdot 38^3 \cdot 12}{8 \cdot 10^4 \cdot 6^4} = 48 \text{ мм}.$$

Зазоры между витками

$$s_p = t - d - \frac{\lambda}{i} = 12,5 - 6 - \frac{48}{12} = 2,5 \text{ мм} > [s_p] = 0,6 \text{ мм}.$$

1.9*. Проверить прочность поперечины (траверсы) крюка подъемного крана, изображенной на рис. 1.7, а. Масса поднимаемого груза $m_r = 12 \cdot 10^3 \text{ кг}$. Расчет выполнить, считая движение

груза в начале подъема равноускоренным; $a = 2,4 \text{ м/с}^2$. Материал поперечины — сталь 45 с механическими характеристиками: $\sigma_{\text{в}} = 610 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_{\text{т}} = 320 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_{-1} = 250 \text{ Н/мм}^2$.

Решение.

Расчетная нагрузка поперечины (с учетом сил инерции поднимаемого груза)

$$Q_p = m_{\text{т}}g + m_{\text{т}}a = m_{\text{т}}(g + a) = 12 \cdot 10^3 (9,81 + 2,4) = 146,5 \cdot 10^3 \text{ Н} = 146,5 \text{ кН}.$$

В качестве расчетной схемы поперечины принимаем двухопорную балку, нагруженную посередине пролета сосредоточенной силой (рис. 1.7, б). Строим эпюру изгибающих моментов (рис. 1.7, б); наибольший изгибающий момент

$$M_{\text{max}} = \frac{Q_p l}{4} = \frac{146,5 \cdot 0,24}{4} = 8,79 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Определяем момент сопротивления опасного (среднего) поперечного сечения; при этом для некоторого упрощения расчета не учитываем нарушения

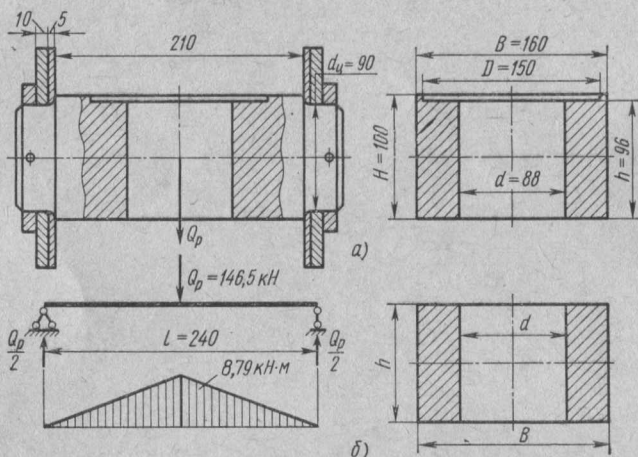


Рис. 1.7

симметрии сечения за счет небольшого углубления диаметром $D = 150 \text{ мм}$ (под упорный подшипник) и вводим в расчет схематизированное сечение, показанное на рис. 1.7, б, справа:

$$W = \frac{Bh^3}{12} - \frac{dh^3}{12} = \frac{(B-d)h^2}{6} = \frac{(160-88)96^2}{6} = 110,5 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Номинальное значение максимального напряжения

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{W} = \frac{8,79 \cdot 10^3}{110,5 \cdot 10^3} = 79,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Коэффициент запаса по отношению к пределу текучести

$$n_{\text{т}} = \frac{\sigma_{\text{т}}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{320}{79,5} = 4,02.$$

Такой коэффициент запаса более чем достаточен.

Проверим поперечину на усталостную прочность, условно принимая, что напряжения изгиба изменяются по пульсирующему циклу (см. пособие [13]). Номинальные значения среднего и амплитудного напряжений цикла

$$\sigma_m = \sigma_v = \frac{\sigma_{\max}}{2} = \frac{79,5}{2} = 39,75 \text{ Н/мм}^2.$$

Коэффициент запаса прочности определяем по формуле

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k\sigma}{\epsilon\beta} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m}.$$

Принимаем ориентировочно $k_\sigma = 1,7$ (по данным табл. П41, как для оси с поперечным отверстием); $\epsilon = 0,69$ (см. табл. П38); $\beta = 0,87$ (см. стр. 7); $\psi_\sigma = 0,18$ (см. стр. 7). Подставляя числовые данные, получаем

$$n = \frac{250}{\frac{1,7}{0,69 \cdot 0,87} 39,75 + 0,18 \cdot 39,75} = 2,09.$$

Самостоятельно установить, пользуясь учебником [2], достаточен ли найденный коэффициент запаса прочности.

1.10. По данным предыдущей задачи проверить прочность цапфы поперечины. Радиус галтели в месте перехода цапфы в тело поперечины выбрать самостоятельно.

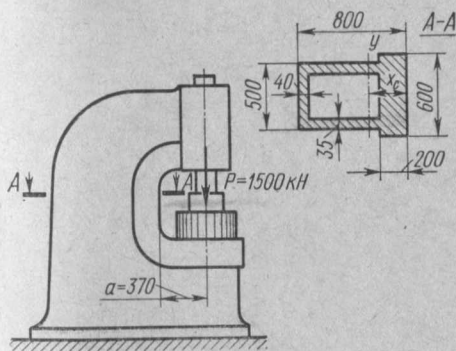


Рис. 1.8

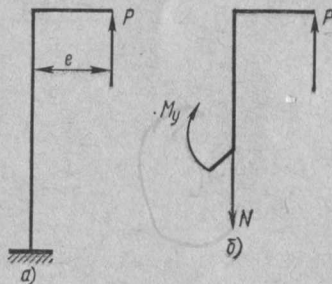


Рис. 1.9

1.11*. Проверить на прочность станину пресса (рис. 1.8), отлитую из чугуна СЧ 21-40. Требуемый коэффициент запаса прочности $[n] = 6$.

Решение.

На рис. 1.9, а показана расчетная схема станины — брус, жестко защемленный одним концом и нагруженный силой, параллельной его оси. На рис. 1.9, б показано применение метода сечений для определения внутренних силовых факторов, возникающих в поперечном сечении рассчитываемого бруса. Из условия равновесия части бруса, оставленной после проведения сечения, следует,

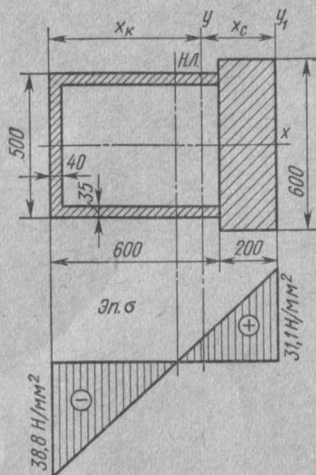


Рис. 1.10

что в поперечном сечении возникают продольная сила $N = P$ и изгибающий момент $M_y = Pe$. Для определения величины эксцентриситета e необходимо найти положение центра тяжести сечения. Определяем расстояние от центра тяжести сечения до оси y_1 (рис. 1.10):

$$x_c = \frac{S_{y1}}{F} = \frac{600 \cdot 200 \cdot 100 + 600 \cdot 500 \cdot 500 - 560 \cdot 430 \cdot 480}{600 \cdot 200 + 600 \cdot 500 - 560 \cdot 430} \approx 260 \text{ мм.}$$

Следовательно, эксцентриситет

$$e = a + x_c = 370 + 260 = 630 \text{ мм.}$$

Для определения нормальных напряжений, возникающих в поперечном сечении станины, определяем геометрические характеристики сечения — площадь и главный центральный момент инерции относительно оси y :

$$F = 600 \cdot 200 + 600 \cdot 500 - 560 \cdot 430 = 1792 \cdot 10^2 \text{ мм}^2;$$

$$J_y = \frac{600 \cdot 200^3}{12} + 600 \cdot 200 \cdot 160^2 + \frac{500 \cdot 600^3}{12} + 500 \cdot 600 \cdot 240^2 - \left(\frac{430 \cdot 560^3}{12} + 430 \cdot 560 \cdot 220^2 \right) = (4 + 20,72 + 90 + 172,8 - 62,93 - 116,5) \cdot 10^8 = 108 \cdot 10^8 \text{ мм}^4.$$

Наибольшие растягивающие напряжения возникают в точках, расположенных на правой кромке сечения:

$$\sigma_p = \frac{N}{F} + \frac{M_y}{J_y} x_c = \frac{1500 \cdot 10^3}{1792 \cdot 10^2} + \frac{1500 \cdot 10^3 \cdot 630}{108 \cdot 10^8} = 8,37 + 22,75 \approx 31,1 \text{ Н/мм}^2.$$

Наибольшие сжимающие напряжения возникают в точках левой кромки сечения:

$$\sigma_c = \frac{N}{F} - \frac{M_y}{J_y} x_k = \frac{1500 \cdot 10^3}{1792 \cdot 10^2} - \frac{1500 \cdot 10^3 \cdot 630}{108 \cdot 10^8} = 8,37 - 47,2 \approx -38,8 \text{ Н/мм}^2.$$

Эпюра нормальных напряжений показана на рис. 1.10.

Опасными являются точки, в которых возникают наибольшие растягивающие напряжения (для чугуна предел прочности при сжатии примерно в 4 раза выше, чем при растяжении, а расчетные напряжения растяжения незначительно отличаются от расчетных напряжений сжатия). Коэффициент запаса прочности (для чугуна СЧ 21-40 $\sigma_{вр} \approx 210 \text{ Н/мм}^2$)

$$n = \frac{\sigma_{вр}}{\sigma_p} = \frac{210}{31,1} = 6,7 > [n].$$

1.12*. Определить расчетное осевое усилие для винта гибочного пресса (рис. 1.11). Пресс рассчитан на сгибание двутавров в плоскости наименьшей жесткости при наибольшем номере профиля 22 и наивысшем пределе текучести материала балок $\sigma_T = 260 \text{ Н/мм}^2$.

Решение.

Расчетное усилие не может быть определено из рассмотрения упругой стадии работы материала балки: даже если в крайних (наиболее удаленных от нейтральной оси) точках опасного поперечного сечения двутавра напряжения достигнут величины предела текучести, то и тогда после снятия нагрузки

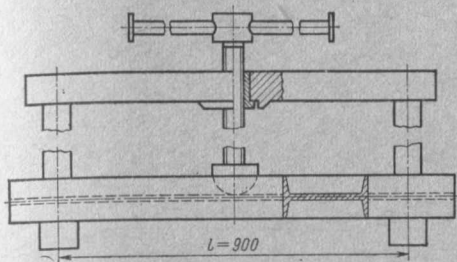


Рис. 1.11

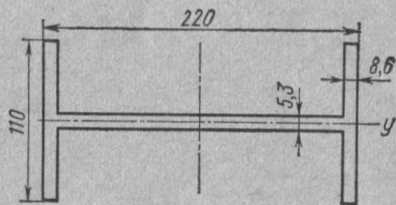


Рис. 1.12

балка распрямится. Исходной предпосылкой для определения расчетного усилия является условие образования так называемого пластического шарнира в среднем поперечном сечении балки. Иными словами, во всех точках указанного поперечного сечения напряжения должны быть равны пределу текучести. Величину соответствующего изгибающего момента (предельного момента) определяем по формуле

$$M_{\text{пред}} = \sigma_T W_{\text{пл}},$$

где $W_{\text{пл}}$ — так называемый пластический момент сопротивления, равный удвоенному статическому моменту полусечения относительно нейтральной оси,

$$W_{\text{пл}} = 2S_{y_{\text{max}}}.$$

Определяем величину $S_{y_{\text{max}}}$, пользуясь схематизированным изображением профиля двутавра № 22, данным на рис. 1.12:

$$S_{y_{\text{max}}} = 220 \cdot 55 \cdot 27,5 - 202,8 \cdot 52,35 \cdot 28,82 = 22,5 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Подставив значения $W_{\text{пл}} = 2S_{y_{\text{max}}}$ и σ_T , найдем величину предельного момента:

$$M_{\text{пред}} = 260 \cdot 2 \cdot 22,5 \cdot 10^3 = 11,7 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 11,7 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Величина силы (осевого усилия винта), приложенной в среднем сечении балки, связана с величиной изгибающего момента, возникающего в том же сечении (в рассматриваемом случае с величиной предельного момента), очевидной зависимостью

$$M_{\text{пред}} = \frac{Pl}{4},$$

откуда

$$P = \frac{4M_{\text{пред}}}{l} = \frac{4 \cdot 11,7 \cdot 10^3}{0,9} = 52 \cdot 10^3 \text{ Н} = 52 \text{ кН}.$$



ГЛАВА 2

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

Дополнительные обозначения

- a — единица допуска;
 n — число единиц допуска;
 A_6, A_m — предельные диаметры (наибольший и наименьший) отверстия;
 B_6, B_m — предельные диаметры (наибольший и наименьший) вала;
 $\delta A, \delta B$ — допуск отверстия и вала;
 $S (S_6, S_m)$ — зазор в соединении (наибольший и наименьший);
 $i (i_6, i_m)$ — натяг (наибольший и наименьший);
 δS — допуск посадки.

2.1. Какой из диаметров 250 или 210 мм (см. рис. 2.11) относится к свободным размерам; какой из них относится к сопряженным размерам? Ответить на те же вопросы относительно диаметров 440 и 480 мм (см. рис. 2.12).

2.2. Дайте точное наименование соединений по их записям шифром на сборочных чертежах: рис. 2.1 — $\Phi 85$; рис. 2.9 — $\Phi 40$; рис. 2.13 — $\Phi 90$.

Расшифруйте такие обозначения соединений:

$$\Phi 8 \frac{D}{B}; \quad \Phi 100 \frac{A_5}{B_5}; \quad \Phi 170 \frac{L}{B_{2a}}.$$

2.3*. Какой вал обработан точнее:

$$\Phi 60_{-0,020} \text{ или } \Phi 18_{-0,018}?$$

Решение.

Для первого вала допуск $\delta_1 = 20$ мкм, единица допуска $a = 0,5 \sqrt[3]{d} = 0,5 \times \sqrt[3]{60} = 1,95$ мкм, число единиц допуска $n = \frac{\delta_1}{a} = \frac{20}{1,95} = 10,2$; для второго вала соответственно $\delta_2 = 18$ мкм, $a = 0,5 \sqrt[3]{18} = 1,31$ мкм, $n = \frac{18}{1,31} = 13,7$.

Первый вал обработан точнее, так как число единиц допуска его меньше.

2.4. Какое из двух отверстий обработано точнее:

$$\Phi 108_{+0,033} \text{ или } \Phi 50_{+0,007}_{-0,020}$$

Ответ. Точность одинаковая.

2.5. Какой из двух валов обработан точнее:

$$\Phi 480_{-0,480}_{-0,577} \text{ или } \Phi 90_{-0,070}?$$

Ответ. Первый.

2.6*. На сборочном чертеже показано соединение вала с подшипником скольжения $\phi 85 \frac{A_3}{X_3}$ (рис. 2.1). Дать анализ посадки, т. е. определить предельные размеры вала и отверстия, допуски

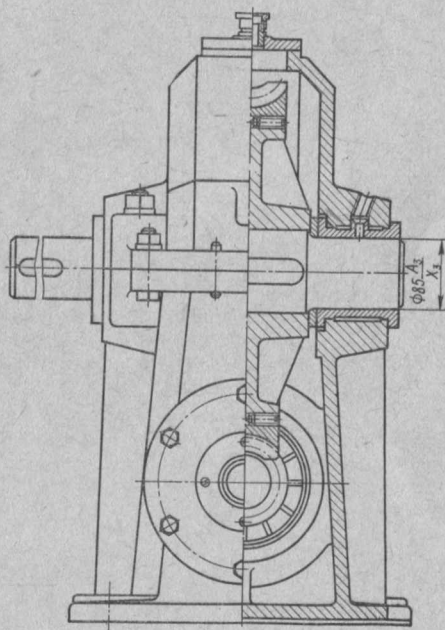


Рис. 2.1

размеров вала и отверстия, наибольший и наименьший зазоры, допуск посадки; построить поля допусков в масштабе; на чертежах вала и вкладыша поставить посадочные размеры с указанием шифра посадки, а в скобках — соответствующих отклонений.

Решение.

Деталь	Отклонение, мкм		Предельный размер, мм		Зазор, мкм		Допуск, мкм	
	верхнее Δ_v	нижнее Δ_n	наибольший A_6^* B_6	наименьший A_m^* E_m	наибольший S_6	наименьший S_m	размера δ	посадки δS
Отверстие $\phi 85 A_3$ Вал $\phi 85 X_3$	+70 -50	0 -140	85,07 84,95	85,00 84,86	210 50	70 90	160	
Поля допусков размера вала и отверстия показаны на рис. 2.2; посадочные размеры указаны на рис. 2.3.								

2.7. Провести анализ посадки (по вопросам задачи 2.6) для соединения венца червячного колеса с колесным центром $\phi 220 \frac{A_3}{PrI_3}$.

2.8. Провести анализ посадки (по вопросам задачи 2.6) для соединения $\phi 20 \frac{H_{2a}}{B_{2a}}$ гладкого вала с зубчатым колесом.

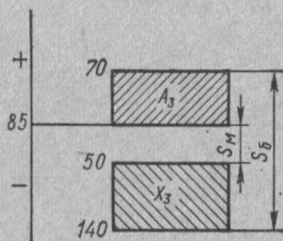


Рис. 2.2

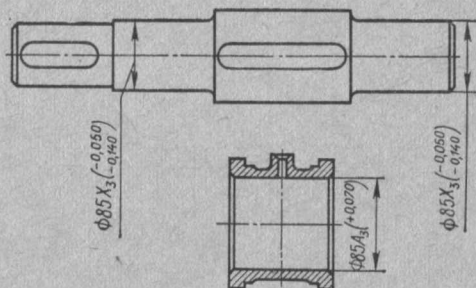


Рис. 2.3

2.9. Соединение зубчатого колеса с валом редуктора выполнено глухой посадкой 2-го класса точности в системе отверстия. Номинальный размер соединения $d=55$ мм. Определить величину максимального натяга. Возможен ли зазор в этом соединении? Построить поля допусков.

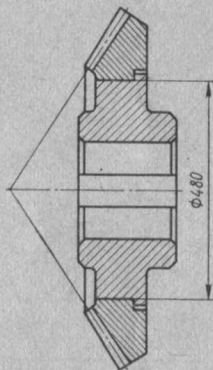


Рис. 2.4

2.10. Соединение стального кованого венца конического зубчатого колеса с колесным центром (рис. 2.4) должно быть выполнено неподвижной посадкой.

По условиям надежности соединения табличный натяг должен быть в пределах 400—700 мкм. Подобрать посадку, удовлетворяющую этому требованию.

Ответ. $\phi 480 \frac{A_{2a}}{Pr2_{2a}}$.

2.11*. Какую посадку при номинальном диаметре соединения $d=35$ следует выбрать, чтобы зазор в соединении был не менее 10 и не более 80 мкм.

Решение.

Допуск посадки

$$\delta S = S_G - S_M = 80 - 10 = 70 \text{ мкм.}$$

Так как

$$\delta S = \delta A + \delta B,$$

то, принимая $\delta A \approx \delta B$, получим

$$\delta A \approx \delta B = \frac{\delta S}{2} = \frac{70}{2} = 35 \text{ мкм.}$$

Заданные значения зазоров обеспечиваются при посадках 2-го класса точности:

$$\begin{aligned} \phi 35 \frac{A}{D} \text{ отверстие } \phi 35^{+0,027}_{-0,027}; S_M=0,010, \\ \text{вал } \phi 35^{+0,010}_{-0,027}; S_6=0,054; \\ \phi 35 \frac{A}{X} \text{ вал } \phi 35^{+0,025}_{-0,050}; S_M=0,025, \\ S_6=0,077. \end{aligned}$$

Выбираем $35 \frac{A}{X}$, так как согласно ГОСТ 7713—62 эта посадка принадлежит к первому предпочтительному ряду применения посадок, а посадка Д—ко второму.

2.12. Какую посадку на $\phi 20$ выбрать, чтобы натяг в соединении находился в пределах 2—45 мкм.

Ответ. Подходят посадки $\phi 20 \frac{A}{Пл}$ и $\phi 20 \frac{A}{Пр}$.

Следует выбрать посадку $\phi 20 \frac{A}{Пр}$, так как такая посадка указана во втором ряду предпочтительного применения, а посадка $\phi 20 \frac{A}{Пл}$ может применяться лишь в том случае, если в первом и втором рядах предпочтительного применения нет подходящих посадок.

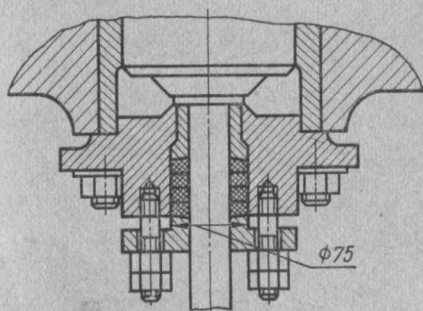


Рис. 2.5

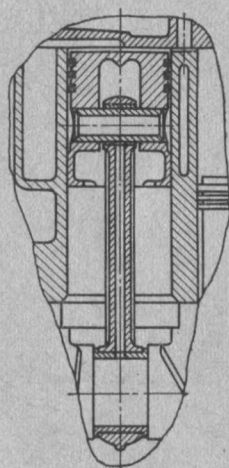


Рис. 2.6

2.13. Подобрать посадку 3-го класса точности для соединения крышки сальника паровой машины с корпусом (рис. 2.5). Во избежание защемления крышки в корпусе при ее разогревании наименьший зазор должен быть не менее 35 мкм. Для ограничения радиального смещения крышки наибольший зазор не должен превышать 200 мкм.

Ответ. $\phi 75 \frac{A_3}{X_3}$.

2.14. В автомобильном двигателе соединение поршневого пальца со втулкой верхней головки шатуна и поршнем (рис. 2.6) должно быть выполнено таким образом, чтобы зазор в соединении втулки

с пальцем был в пределах 4,5—9,5 мкм, а в соединении пальца с поршнем может быть допущен зазор до 4,5 мкм или натяг до 0,5 мкм. Такая высокая точность соединения обеспечивается при помощи селективной сборки. Годные к сборке поршневые пальцы сортируются по диаметру на четыре группы следующих размеров (в мм): А) 19,8555—19,858; Б) 19,853—19,8555; В) 19,8505—19,853; Г) 19,848—19,8505.

При ремонте двигателя измерены размеры (в мм): пальца 19,854, отверстий поршня 19,858 и втулки головки шатуна 19,865. Измерения показали, что конусность и овальность всех деталей находятся в допустимых пределах.

Дайте заключение, допустима ли дальнейшая эксплуатация этого соединения. Возможна ли эксплуатация соединения с поршневым пальцем другой группы?

2.15. Шейка вала редуктора для соединения с подшипником качения 308 класса точности 0 выполнена под напряженную посадку 2-го класса точности. Проведите анализ посадки (по вопросам задачи 2.6).

2.16. Обеспечен ли натяг в соединении внутреннего кольца подшипника качения 2414 класса точности 0 с валом, выполненным под плотную посадку 2-го класса точности? Иллюстрировать решение построением полей допусков.

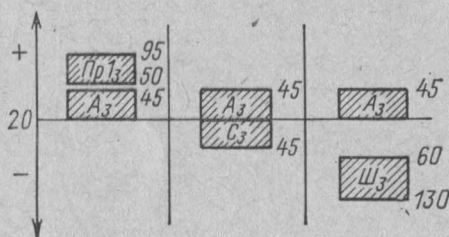


Рис. 2.7

2.17. В поршневом компрессоре несколько соединений выполнено с одним номинальным размером 20 мм (рис. 2.7). Соединение $\Phi 20 \frac{A_3}{Пp1_3}$ при-

менено для посадки шестерни привода масляного насоса, $\Phi 20 \frac{A_3}{C_3}$ — для соединения шатунных болтов с головкой шатуна компрессора и $\Phi 20 \frac{A_3}{Ш_3}$ применено для соединения стержня клапана с клапанной коробкой.

Какое минимальное число предельных рабочих калибров (скоб и пробок) необходимо для проверки диаметров валов и отверстий в приведенных соединениях? Иллюстрировать решение построением полей допусков.

Ответ. Одна пробка и три скобы (см. рис. 2.7).

2.18. На какие размеры должны быть настроены проходная и непроходная стороны регулируемого рабочего калибра-скобы для проверки вала $\Phi 32.7$? Настройку выполняют блоком мерных плиток. Построить поля допусков.

2.19. Для получения необходимой точности сверления по кондуктору требуется, чтобы в соединении съемной втулки кондуктора $\Phi 38$ мм с его корпусом был средний зазор не выше 35 мкм,

а допуск зазора не выше 45 мкм. Подобрать посадку по этим условиям в системе отверстия. Построить поля допусков.

Ответ. $\phi 38 \frac{A}{D}$.

2.20. Сравнить величины допуска посадки для соединений

$$\phi 15 \frac{X}{B}; \quad \phi 15 \frac{X_3}{B_3}; \quad \phi 15 \frac{X_4}{B_4}; \quad \phi 15 \frac{X_5}{B_5}.$$

Построить поля допусков и диаграмму изменения допусков посадок.

2.21. Подобрать посадку для соединения шпонки призматической обыкновенной $12 \times 8 \times 80$ мм с валом $\phi 40$ мм и зубчатым колесом. Соединение неподвижное на валу и скользящее по втулке. Построить поля допусков и дать эскиз соединения с простановкой размеров. При выборе допусков руководствоваться ГОСТ 7227—58.

Ответ. Ширина шпонки $12_{-0,035}^{0}$; паз вала $12_{-0,073}^{0,020}$; паз втулки $12_{+0,035}^{0}$.

2.22. В одном из узлов (рис. 2.8) саморазгружающегося вагона для руды осуществлено соединение червячного колеса, кулачковой муфты и втулок подшипников скольжения с калиброванным валом. Подобрать посадки для указанных соединений. Иллюстрировать решение построением полей допусков.

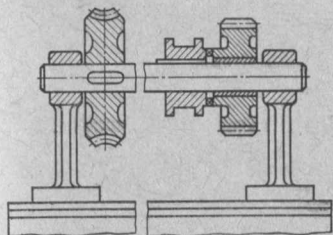


Рис. 2.8

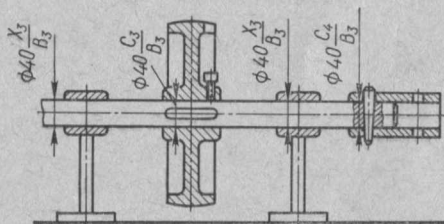


Рис. 2.9

2.23. Какое минимальное число предельных рабочих калибров (скоб и пробок) необходимо для проверки вала и отверстий в соединениях трансмиссионного вала со шкивом, втулками подшипников скольжения и соединительной муфтой (рис. 2.9)?

2.24. Проверить возможность соединения фланцев (рис. 2.10) болтами $\phi 12_{-0,2}^{0}$. Отверстия под болты $\phi 12,5^{+0,2}$. Расстояние между центрами отверстий $120_{-0,5}^{+0,5}$. Центрирование по $\phi 60 \frac{A_3}{C_3}$.

Указание. Следует проверить наихудший случай по отклонениям межцентрового расстояния, отверстий и диаметра болта. Отклонения на $\phi 60$ как значительно меньшие в расчете не учитывать.

2.25*. Рассчитать посадку соединения венца червячного колеса из бронзы Бр. ОФ10-1 с центром, отлитым из чугуна СЧ 12-28,

для передачи момента $M_k = 392 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Размеры соединения по рис. 2.11. Принять для чугуна $E_1 = 1,3 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$; $\mu_1 = 0,25$; для бронзы $E_2 = 1,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$; $\mu_2 = 0,32$; $\sigma_T = \sigma_{0,2} = 290 \text{ Н/мм}^2$; $f = 0,05$.

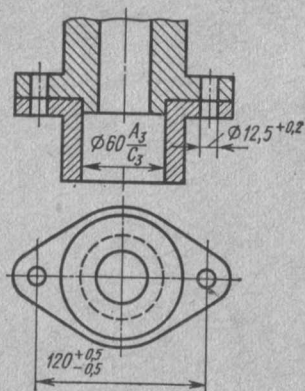


Рис. 2.10

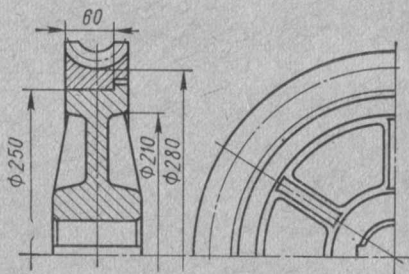


Рис. 2.11

Решение.

Момент, который может передать соединение,

$$[M_k] = \frac{f p \pi d^2 l}{2}.$$

Вычисляем необходимое среднее давление на посадочной поверхности:

$$p = \frac{2 [M_k]}{f \pi d^2 l} = \frac{2 \cdot 392 \cdot 10^3}{0,05 \pi \cdot 250^2 \cdot 60} = 1,33 \text{ Н/мм}^2.$$

Определяем минимальный требуемый натяг для обеспечения необходимого давления:

$$i'_M = 10^6 p d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right),$$

где i'_M в мкм;

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 = \frac{25^2 + 21^2}{25^2 - 21^2} - 0,25 = 5,54;$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{28^2 + 25^2}{28^2 - 25^2} + 0,32 = 9,33.$$

При подсчете C_1 и C_2 принято (см. рис. 2.11) $d_2 = 28 \text{ см}$ по диаметру впадин венца червячного колеса (наружный диаметр охватывающей детали); $d_1 = 21 \text{ см}$ по диаметру обода колесного центра (внутренний диаметр охватываемой детали).

Находим

$$i'_M = 10^6 \cdot 1,33 \cdot 0,25 \left(\frac{5,54}{1,3 \cdot 10^5} + \frac{9,33}{1,1 \cdot 10^5} \right) = 42,2 \text{ мкм}.$$

С учетом неровностей поверхностей, сглаживаемых при запрессовке, минимальный натяг должен быть больше:

$$i_M = i'_M + 1,2 (R_{z1} + R_{z2});$$

здесь R_{z_1} , R_{z_2} — высоты неровностей (по ГОСТ 2789—73) обработки по $\phi 250$ мм для колесного центра и червячного венца.

Принимаем шероховатость поверхности для колесного центра $\nabla 6$ и для венца $\nabla 7$, тогда

$$i_m = 42,2 + 1,2 (10 + 6,3) = 61,8 \text{ мкм.}$$

Подбираем посадку по минимальному натягу i_m . Принимаем посадку $\phi 250 \frac{A_{2a}}{PrI_{2a}}$ по первому ряду предпочтительного применения (ГОСТ 7713—62).

Диаметр отверстия $250^{+0,073}_0$, вала $250^{+0,186}_{-0,140}$.

Наименьший натяг $i_m = 67$ мкм, наибольший натяг $i_6 = 186$ мкм.

Проверяем прочность соединения.

Опасными для данного случая являются точки на внутренней поверхности охватываемой детали. Проверку прочности выполняем по наибольшему расчетному (с учетом сглаживания неровностей) натягу, соответствующему выбранной посадке:

$$i'_6 = i_6 - 1,2 (R_{z_1} + R_{z_2}) = 186 - 1,2 (10 + 6,3) = 166,4 \text{ мкм.}$$

Среднее давление при натяге i'_6

$$p_{\max} = p \frac{i'_6}{i'_m} = 1,33 \frac{166,4}{42,2} = 5,2 \text{ Н/мм}^2.$$

Радиальное напряжение в опасной точке (минимальное главное напряжение σ_3)

$$\sigma_r = \sigma_3 = -p_{\max} = -5,2 \text{ Н/мм}^2.$$

Окружное напряжение в опасной точке (максимальное главное напряжение σ_1)

$$\sigma_t = \sigma_1 = p_{\max} \frac{d_3^2 + d^2}{d_3^2 - d^2} = 5,2 \frac{28^2 + 25^2}{28^2 - 25^2} = 47 \text{ Н/мм}^2.$$

Эквивалентное напряжение по гипотезе наибольших касательных напряжений (третья теория прочности)

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_{\text{III}} = \sigma_1 - \sigma_3 = 47 - (-5,2) = 52,2 \text{ Н/мм}^2.$$

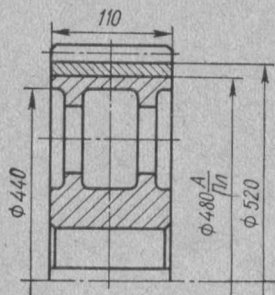


Рис. 2.12

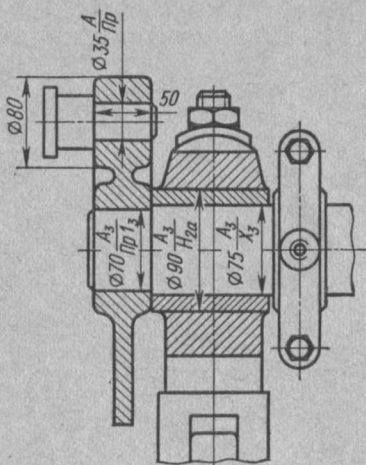


Рис. 2.13

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{290}{52,2} \approx 5,5,$$

что вполне достаточно.

2.26. Стальной кованный бандаж из стали 45 посажен на чугунный колесный центр из чугуна СЧ 18-36. Посадка $\phi 480 \frac{A}{Pl}$. Размеры соединения по рис. 2.12. Определить, какой момент может передать это соединение. Шероховатость поверхности бандажа $\nabla 7$, колесного центра $\nabla 6$; $f = 0,12$.

Ответ. $[M_k] \approx 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

2.27. Определить максимальное усилие выпрессовки кривошипного пальца $\phi 35$ из диска кривошипа. Размеры по рис. 2.13. Материал пальца — сталь 50. Диск кривошипа из стального литья 45Л. Шероховатость поверхностей пальца и отверстия диска кривошипа $\nabla 7$; $f = 0,15$.

Ответ. $P = 90 \cdot 10^3 \text{ Н}$.

ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

3.1*. Выбрать наиболее выгодное размещение заклепок в соединении внахлестку полосы толщиной $\delta = 10$ мм с косынкой. Соединение нагружено постоянной осевой силой $P = 225$ кН. Материал полосы и косынки — сталь Ст3. Материал заклепок — сталь Ст2; их диаметр $d \approx 2\delta$. Отверстия под заклепки сверленные.

Решение.

1. Ближайшие по ГОСТ 10299—68 диаметр заклепок $d = 19$ мм, диаметр отверстий $d_0 = 20$ мм (см. табл. П1).

2. Условие прочности полосы на растяжение в ослабленном сечении (при расположении заклепок в один ряд):

$$\sigma = \frac{P}{\delta(b-d_0)} \leq [\sigma]_p.$$

Для конструкции из стали Ст3 при действии статической нагрузки $[\sigma]_p = 160$ Н/мм².

Определяем требуемую ширину полосы:

$$b = \frac{P}{[\sigma]_p \delta} + d_0 = \frac{225 \cdot 10^3}{160 \cdot 10} + 20 = 161 \text{ мм};$$

округлив, принимаем $b = 165$ мм.

3. Определяем из расчета на срез требуемое число заклепок:

$$z = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d_0^2 [\tau]_{cp}} = \frac{225 \cdot 10^3}{\frac{3,14}{4} 20^2 \cdot 140} \approx 5,$$

где для заклепок из стали Ст2 при сверленных отверстиях принято $[\tau]_{cp} = 140$ Н/мм².

4. Проверяем заклепочное соединение на смятие при толщине косынки, равной толщине полосы $\delta_k = \delta = 10$ мм, и допускаемом напряжении на смятие $[\sigma]_{cm} = 320$ Н/мм²:

$$\sigma_{cm} = \frac{P}{z \delta d_0} = \frac{225 \cdot 10^3}{5 \cdot 10 \cdot 20} = 225 \text{ Н/мм}^2.$$

5. Строим эпюру продольных сил, возникающих в поперечных сечениях полосы, при размещении заклепок в один ряд (рис. 3.1, а). Считаем, что нагрузка распределяется между заклепками равномерно, т. е. усилие, воспринимаемое одной заклепкой,

$$P_1 = \frac{P}{z} = \frac{225}{5} = 45 \text{ кН}.$$

В сечении $I-I$ продольная сила равна внешней нагрузке:

$$N_I = P = 225 \text{ кН.}$$

Напряжение

$$\sigma_I = \frac{N_I}{F_I} = \frac{P}{(b-d_0)\delta} = \frac{225 \cdot 10^3}{(165-20)10} = 155 \text{ Н/мм}^2.$$

Продольная сила в сечении $II-II$

$$N_{II} = P - \frac{P}{z} = 225 - \frac{225}{5} = 180 \text{ кН.}$$

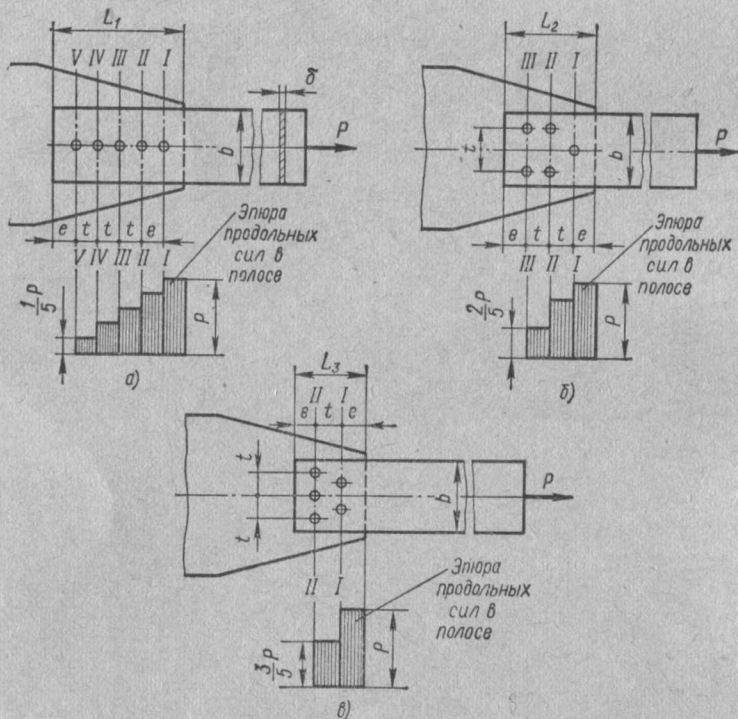


Рис. 3.1

Напряжение

$$\sigma_{II} = \frac{N_{II}}{F_{II}} = \frac{180 \cdot 10^3}{(165-20)10} = 124 \text{ Н/мм}^2.$$

В сечении $III-III$

$$N_{III} = P - \frac{3}{5} P = \frac{2}{5} P = \frac{2}{5} \cdot 225 = 90 \text{ кН;}$$

$$\sigma_{III} = 93,3 \text{ Н/мм}^2.$$

В сечении $IV-IV$

$$N_{IV} = P - \frac{3}{5} P = \frac{2}{5} \cdot 225 = 90 \text{ кН;}$$

$$\sigma_{IV} = 62,0 \text{ Н/мм}^2.$$

В сечении $V-V$

$$N_V = P - \frac{4}{5} P = \frac{1}{5} 225 = 45 \text{ кН.}$$

$$\sigma_V = 31,1 \text{ Н/мм}^2.$$

Отношение

$$\sigma_I : \sigma_{II} : \sigma_{III} : \sigma_{IV} : \sigma_V = 1 : 0,8 : 0,6 : 0,4 : 0,2.$$

Длина нахлестки (длина заклепочного шва)

$$L_1 = 4t + 2e \approx 15d_0 = 15 \cdot 20 = 300 \text{ мм.}$$

Материал полосы использован нерационально.

6. Рассмотрим соединение при расположении заклепок по рис. 3.1, б. Продольная сила в сечении $I-I$ $N_I = P = 225 \text{ кН}$; напряжение $\sigma_I = 155 \text{ Н/мм}^2$.

$$\text{В сечении } II-II \quad N_{II} = P - \frac{1}{5} P = 225 - \frac{1}{5} 225 = 180 \text{ кН};$$

$$\sigma_{II} = \frac{180 \cdot 10^3}{(165 - 2 \cdot 20) \cdot 10} = 144 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\text{В сечении } III-III \quad N_{III} = P - \frac{3}{5} P = 225 - \frac{3}{5} 225 = 90 \text{ кН};$$

$$\sigma_{III} = \frac{90 \cdot 10^3}{(165 - 2 \cdot 20) \cdot 10} = 72,0 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\text{Отношение } \sigma_I : \sigma_{II} : \sigma_{III} = 1 : 0,92 : 0,46.$$

Длина нахлестки $L_2 = 2t + 2e \approx 9d_0 = 9 \cdot 20 = 180 \text{ мм}$, т. е. меньше, чем в первом варианте, на 120 мм. Второй вариант выгоднее первого, так как материал полосы используется более полно и длина шва меньше.

7. Рассмотрим вариант расположения заклепок по рис. 3.1, в. При этом варианте необходимо несколько увеличить ширину полосы, так как в первом ряду она ослаблена двумя, а во втором ряду тремя заклепочными отверстиями. Определяем требуемую ширину полосы:

$$b = \frac{P}{[\sigma]_p \delta} + 2d_0 = \frac{225 \cdot 10^3}{160 \cdot 10} + 2 \cdot 20 = 181 \text{ мм};$$

принимаем $b = 185 \text{ мм}$.

Продольная сила и напряжения в сечении $I-I$

$$N_I = P = 225 \text{ кН}; \quad \sigma_I = \frac{225 \cdot 10^3}{(185 - 2 \cdot 20) \cdot 10} = 155 \text{ Н/мм}^2.$$

В сечении $II-II$

$$N_{II} = P - \frac{2}{5} P = 135 \text{ кН};$$

$$\sigma_{II} = \frac{135 \cdot 10^3}{(185 - 3 \cdot 20) \cdot 10} = 108 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\text{Отношение } \sigma_I : \sigma_{II} = 1,00 : 0,698.$$

Длина нахлестки $L_3 = t + 2e \approx 5d_0 = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм}$, что на 200 мм меньше, чем в первом варианте. Этот вариант наиболее рационален.

Косынку на растяжение не проверяем, так как она заведомо прочнее полосы (при их равной толщине).

3.2*. В среднем из стержней, сходящихся в узле фермы, изображенном на рис. 3.2, возникает продольное сжимающее усилие $N = 220 \text{ кН}$. Свободная длина стержня $l = 2,1 \text{ м}$. Определить

номер профиля и число заклепок, если стержень состоит из двух равнобоких уголков. Материал стержня и заклепок — сталь Ст2. Нагрузка статическая. Отверстия сверленные. Основное допускаемое напряжение на сжатие $[\sigma]_c = 140 \text{ Н/мм}^2$.

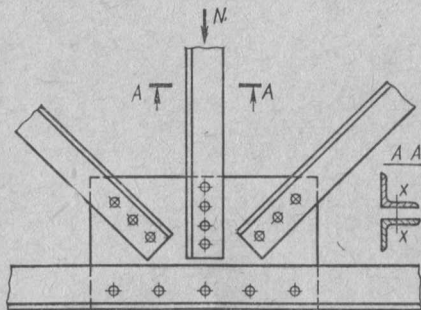


Рис. 3.2

Требуемая площадь одного уголка

$$F_1 = \frac{F_{\text{брутто}}}{2} = \frac{22,5}{2} = 11,25 \text{ см}^2.$$

По ГОСТ 8509—72 выбираем уголок $80 \times 80 \times 8$, для которого $F_1 = 12,3 \text{ см}^2$. Очевидно, минимальным главным центральным моментом инерции сечения является момент инерции J_x ; соответствующий радиус инерции $i_x = i_{\min} = 2,44 \text{ см}$ по таблице ГОСТ 8509-72 (радиус инерции сечения относительно оси x равен радиусу инерции одного уголка относительно той же оси). Гибкость стержня

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}} = \frac{210}{2,44} = 86,$$

где $\mu = 1,0$.

Соответствующее табличное значение коэффициента продольного изгиба (см. табл. П2) $\varphi_{\text{табл}} = 0,714$, что незначительно отличается от предварительно принятого, поэтому нового расчета не делаем.

2. Принимаем диаметр заклепок $d = 2\delta = 2 \cdot 8 = 16 \text{ мм}$; диаметр отверстий под заклепки $d_0 = 16,5 \text{ мм}$.

3. Проверяем стержень на прочность по сечению нетто (учитывая ослабление сечения заклепочными отверстиями);

$$F_{\text{нетто}} = F_{\text{брутто}} - 2d_0\delta = 2 \cdot 12,3 - 2 \cdot 1,65 \cdot 0,8 \approx 22 \text{ см}^2;$$

$$\sigma_c = \frac{N}{F_{\text{нетто}}} = \frac{220 \cdot 10^3}{22 \cdot 10^2} = 100 \text{ Н/мм}^2.$$

4. Определяем требуемое число заклепок из условия прочности на срез при $[\tau]_{\text{ср}} = 140 \text{ Н/мм}^2$:

$$z = \frac{N}{\frac{\pi}{4} d_0^2 k [\tau]_{\text{ср}}} = \frac{220 \cdot 10^3}{\frac{3,14}{4} 16,5^2 \cdot 2 \cdot 140} \approx 4,$$

где число срезов одной заклепки $k = 2$.

5. Проверяем соединение на смятие, принимая толщину косынки, равной удвоенной толщине полки уголка; $\delta_k = 16 \text{ мм}$; $[\sigma]_{\text{см}} = 280 \text{ Н/мм}^2$:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{N}{z d_0 \delta_k} = \frac{220 \cdot 10^3}{4 \cdot 16,5 \cdot 16} = 208 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{см}}.$$

3.3. По данным предыдущей задачи определить номер профиля и число заклепок, если стержень фермы сделан из одного швеллера.

3.4. Проверить прочность элемента клепаной конструкции (рис. 3.3), в поперечном сечении которого продольная сила изменяется от $N_{\max} = 250$ кН до $N_{\min} = -80$ кН. Элемент состоит из двух уголков $90 \times 90 \times 10$. Определить требуемое число заклепок, если толщина косынки $\delta_k = 15$ мм, диаметр отверстий

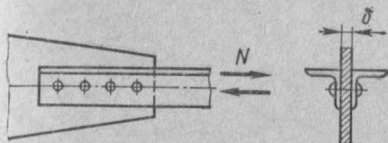


Рис. 3.3

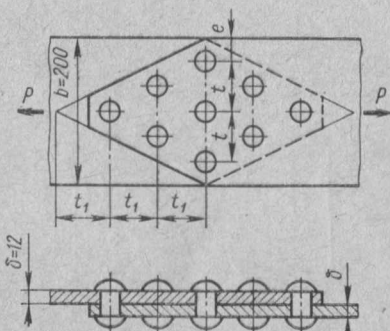


Рис. 3.4

под заклепки $d_0 = 20$ мм; отверстия сверленные; материал уголков косынки и заклепок — сталь Ст3 (основные допускаемые напряжения: $[\sigma]_p = 160$ Н/мм², $[\tau]_{cp} = 140$ Н/мм², $[\sigma]_{cm} = 320$ Н/мм²) шов односторонний.

Указание. При знакопеременной нагрузке допускаемые напряжения должны быть понижены умножением на коэффициент

$$\gamma = \frac{1}{1 - 0,3 \frac{N_{\min}}{N_{\max}}},$$

где N_{\min} берется со своим знаком.

Проверка уголков на устойчивость не требуется.

3.5. Два листа соединены внахлестку девятью заклепками диаметром $d = 22$ мм (рис. 3.4). Определить допускаемую на-

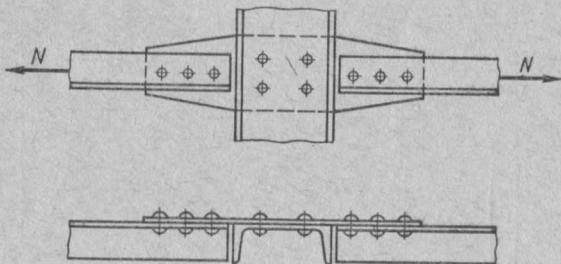


Рис. 3.5

грузку $[P]$, если полосы и заклепки изготовлены из стали Ст3; нагрузка статическая; отверстия сверленные. Выполнить эскиз

соединения, установив размеры t , t_1 и e по рекомендациям, приведенным в справочной и учебной литературе (см., например, работу [2]).

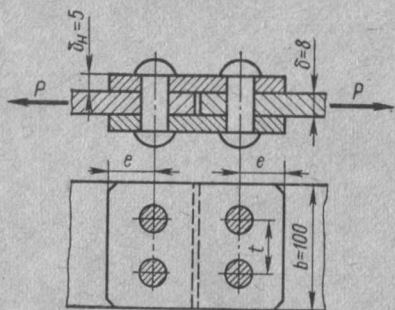


Рис. 3.6

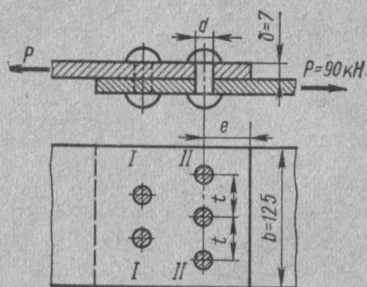


Рис. 3.7

3.6. Определить необходимое число заклепок для прикрепления равнобоких уголков $75 \times 75 \times 10$ к фанонке (рис. 3.5), если расчетное усилие $N = 75$ кН; диаметр заклепок $d = 16$ мм; отверстия сверленные $d_0 = 16,5$ мм. Материал уголка и заклепок — сталь Ст3. Нагрузка статическая. Допускаемые напряжения принять по условиям задачи 3.4.

Ответ. 3.

3.7. Определить, в каком элементе и при каком усилии P произойдет разрушение шва (рис. 3.6). Материал полосу и накладок — сталь Ст3; материал заклепок — сталь Ст2; отверстия под заклепки сверленные, диаметром $d_0 = 16,5$ мм; размер e выбрать по справочным данным (см., например, работу [2]); нагрузка статическая.

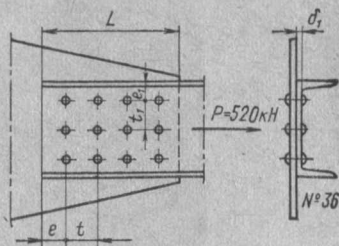


Рис. 3.8

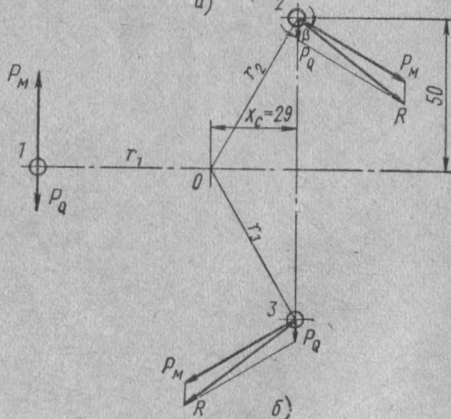
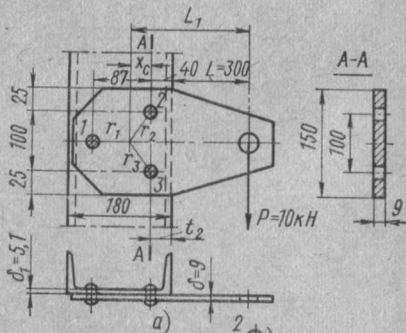


Рис. 3.9

3.8. Две полосы склепаны внахлестку пятью заклепками (рис. 3.7.). Определить напряжения в поперечных сечениях I—I и II—II верхней полосы, ослабленных отверстиями под заклепки, и проверить заклепки на срез. Диаметр отверстий $d_0 = 14$ мм; материал заклепок и полос — сталь Ст3; нагрузка статическая.

Ответ. $\sigma_I = 132,5$ Н/мм²; $\sigma_{II} = 92,8$ Н/мм²;

$$\tau_{ср} = 117 \text{ Н/мм}^2.$$

3.9. Определить требуемое число заклепок для прикрепления швеллера к косынке (рис. 3.8). Проверить швеллер на прочность при трехрядном расположении заклепок. Допускаемые напряжения: $[\sigma]_p = 160$ Н/мм²; $[\tau]_{ср} = 140$ Н/мм²; $[\sigma]_{см} = 300$ Н/мм². Выполнить эскиз соединения (см. литературу к задаче 3.7).

Ответ. $z = 12$ (при $d_0 = 20$ мм).

3.10*. Проверить на прочность заклепочное соединение, изображенное на рис. 3.9, а. Диаметр отверстий под заклепки $d_0 = 16,5$ мм. Допускаемые напряжения: $[\sigma]_p = 160$ Н/мм²; $[\tau]_{ср} = 140$ Н/мм²; $[\sigma]_{см} = 320$ Н/мм².

Решение.

1. Определяем положение центра тяжести поперечных сечений трех заклепок 1—3 (отсчет ведем от центра заклепок 2 и 3):

$$x_c = \frac{87 \cdot \frac{\pi}{4} d_0^2}{3 \cdot \frac{\pi}{4} d_0^2} = 29 \text{ мм.}$$

2. Определяем расстояния от общего центра тяжести до центров заклепок:

$$r_1 = 87 - 29 = 58 \text{ мм}; \quad r_2 = r_3 = 58 \text{ мм}$$

(из равенства площадей сечений следует, что центры всех заклепок одинаково удалены от общего центра тяжести соединения).

3. Определяем момент силы P относительно центра тяжести соединения:

$$M = PL_1 = 10 \cdot 10^3 \cdot 369 \cdot 10^{-3} = 3690 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

здесь $L_1 = L + l_2 + x_c = 300 + 40 + 29 = 369$ мм.

4. Определяем усилие, действующее на каждую из заклепок от момента (все заклепки находятся на одинаковых расстояниях от центра тяжести, поэтому приходящиеся на них усилия равны по модулю; направления этих усилий показаны на рис. 3.9, б):

$$P_M = \frac{Mr_1}{\sum r_i^2} = \frac{3690 \cdot 58 \cdot 10^{-3}}{3(58 \cdot 10^{-3})^2} = 21,2 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

5. Определяем усилие, приходящееся на одну заклепку от сдвигающей силы $Q = P$, считая, что эта сила равномерно распределяется между заклепками:

$$P_Q = \frac{Q}{3} = \frac{10 \cdot 10^3}{3} = 3,33 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

6. Определяем суммарное усилие, приходящееся на наиболее нагруженную заклепку: из рис. 3.9, б видно, что геометрическая сумма сил P_M и P_Q будет максимальной для заклепки 2 (или 3):

$$R = \sqrt{P_M^2 + P_Q^2 + 2P_MP_Q \cos \beta} = \sqrt{21,2^2 + 3,33^2 + 2 \cdot 21,2 \cdot 3,33 \cos 60^\circ} = 23,1 \text{ кН.}$$

лере на смятие:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{R}{\frac{\pi}{4} d_0^2} = \frac{23,1 \cdot 10^3}{\frac{3,14}{4} 16,5^2} \approx 108 \text{ Н/мм}^2 < [\tau]_{\text{ср}};$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{R}{\delta_1 d_0} = \frac{23,1 \cdot 10^3}{5,1 \cdot 16,5} \approx 266 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{см}}.$$

8. Проверяем лист на изгиб по ослабленному двумя заклепочными отверстиями сечению А—А (см. рис. 3.9 а).

Момент инерции сечения

$$J_{\text{нетто}} = \frac{0,9 \cdot 15^3}{12} - 2 \left(\frac{0,9 \cdot 1,65^3}{12} + 5^2 \cdot 0,9 \cdot 1,65 \right) = 178 \text{ см}^4.$$

Момент сопротивления

$$W_{\text{нетто}} = \frac{J_{\text{нетто}}}{0,5h} = \frac{178}{7,5} = 23,7 \text{ см}^3.$$

Наибольшие напряжения изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_A}{W_{\text{нетто}}} = \frac{P(L+t_2)}{W_{\text{нетто}}} = \frac{10 \cdot 10^3 (300+40)}{23,7 \cdot 10^3} = 143,5 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{\text{р}}.$$

3.11. Проверить на срез и смятие заклепочное соединение по рис. 3.10. Допускаемые напряжения принять по данным задачи 3.10.

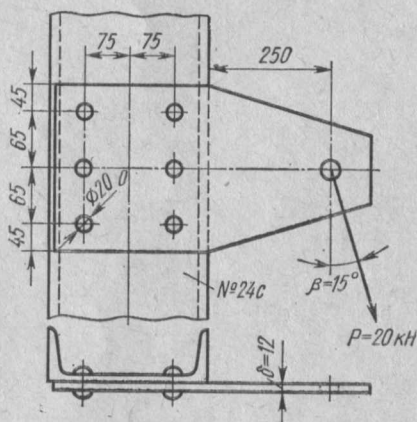


Рис. 3.10

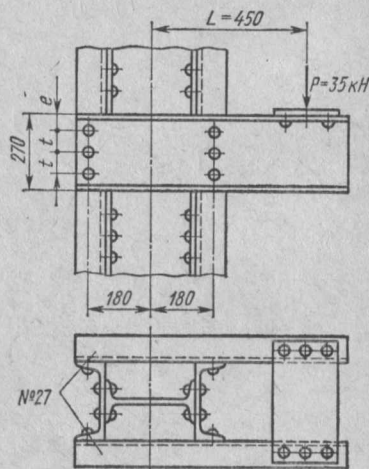


Рис. 3.11

3.12. Для клепаной подкрановой консоли, изображенной на рис. 3.11, проверить на срез и смятие заклепочное соединение горизонтальных швеллеров с колонной. Диаметр заклепочных отверстий $d_0 = 16,5$ мм. Допускаемые напряжения принять по данным задачи 3.10. Размеры e и t выбрать самостоятельно.

ГЛАВА 4

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ

$[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение на растяжение основного металла конструкции;
 $[\sigma']_p$ — допускаемое напряжение для стыкового шва при растяжении;
 $[\sigma']_c$ — то же, при сжатии;
 $[\tau']_{cp}$ — допускаемое напряжение для валикового (углового) шва при срезе;
 k — катет валикового (углового) шва.

Допускаемые напряжения для сварных швов

Виды технологического процесса и тип электрода	Стыковые швы		Валиковые (угловые) швы $[\tau']_{cp}$
	$[\sigma']_p$	$[\sigma']_c$	
Ручная сварка, электроды Э34	$0,6 [\sigma]_p$	$0,75 [\sigma]_p$	$0,5 [\sigma]_p$
Ручная сварка, электроды Э42 и Э50	$0,9 [\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,6 [\sigma]_p$
Автоматическая и полуавтоматическая сварка под слоем флюса; сварка в среде защитного газа; ручная электродами высшего качества (Э42А, Э50А)	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,65 [\sigma]_p$

При переменных нагрузках допускаемое напряжение должно быть понижено путем умножения на коэффициент γ , значения которого следующие:

для стыковых швов при переменной знакопостоянной нагрузке

$$\gamma = 1,0;$$

то же, при знакопеременной нагрузке

$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{1}{3} \cdot \frac{P_{min}}{P_{max}}};$$

для валиковых (угловых) швов при всех видах переменной нагрузки

$$\gamma = \frac{1}{\frac{4}{3} - \frac{1}{3} \cdot \frac{P_{min}}{P_{max}}}.$$

В этих формулах P_{\max} и P_{\min} — наибольшее и наименьшее по абсолютной величине усилия, значения которых подставляют в формулы со своими знаками.

Приведенный способ определения коэффициента γ является приближенным.

Для основного металла конструкций при статической нагрузке и отсутствии специальных указаний в задачах этой главы принимать следующие допускаемые напряжения:

для стали Ст2 $[\sigma]_p = 140 \text{ Н/мм}^2$;

для стали Ст3 $[\sigma]_p = 160 \text{ Н/мм}^2$;

для низколегированной стали 14Г2, 15ХСНД $[\sigma]_p = 190 \text{ Н/мм}^2$.

4.1. Две полосы из стали Ст3 соединены стыковым швом и нагружены силами P (рис. 4.1). Принимая $[\sigma]_p = 160 \text{ Н/мм}^2$, определить допускаемое значение силы

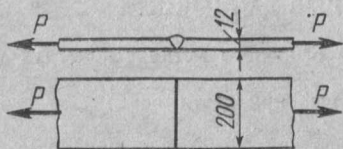


Рис. 4.1

P для следующих вариантов выполнения шва: а) ручная сварка электродами Э34; б) то же, электродами Э42; в) сварка автоматическая под слоем флюса. Для каждого из указанных вариантов определить процент использования основного металла конструкции.

Ответ: а) 230 кН, 60%; б) 345,5 кН, 90%; в) 384 кН, 100%.

4.2. Выполнить то же, что в задаче 4.1, для случая, когда полосы работают на сжатие.

4.3*. Полосы из стали Ст2 сварены встык (см. рис. 4.1) вручную электродами Э42. Осевая сила изменяется в пределах от $P_{\min} = -0,5P_{\max}$ до P_{\max} . Определить допускаемое значение P_{\max} .

Решение.

Основное (при статическом нагружении) допускаемое напряжение для свариваемых полос $[\sigma]_p = 140 \text{ Н/мм}^2$.

Допускаемое напряжение для шва при переменной нагрузке

$$[\sigma']_p = \gamma \cdot 0,9 [\sigma]_p,$$

где

$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{1}{3} \cdot \frac{P_{\min}}{P_{\max}}} = \frac{1}{1 - \frac{1}{3} \left(\frac{-0,5P_{\max}}{P_{\max}} \right)} = \frac{6}{7};$$

$$[\sigma']_p = 0,9 \cdot \frac{6}{7} \cdot 140 = 108 \text{ Н/мм}^2.$$

Условие прочности сварного шва

$$\sigma'_p = \frac{P_{\max}}{F} = \frac{P_{\max}}{200 \cdot 12} \leq [\sigma']_p = 108 \text{ Н/мм}^2,$$

откуда

$$[P_{\max}] = 200 \cdot 12 \cdot 108 = 259 \cdot 10^3 \text{ Н} = 259 \text{ кН}.$$

4.4. Полоса сечением $160 \times 10 \text{ мм}$ из стали Ст3, нагруженная растягивающей силой P , приварена к косынке двумя фланговыми

швами (рис. 4.2). Определить требуемую длину l_{ϕ} фланговых швов, если сварка выполнена вручную электродами Э50, катет шва равен толщине полосы. Соединение должно быть равнопрочно привариваемой полосе.

Уменьшится ли объем направленного металла, если применить швы с катетом $k=8$ мм вместо $k=10$ мм?

Какова минимально допустимая величина катета швов k_{\min} , если предельная длина фланговых швов $l_{\phi \max}=50k$?

Ответ. $l_{\phi}=190$ мм; объем направленного металла при $k=8$ мм примерно на 20% меньше, чем при $k=10$ мм; $k_{\min} \approx 6,2$ мм.

4.5. Определить из условия равнопрочности сварных швов и основного металла конструкции требуемые длины $l_{\phi 1}$ и $l_{\phi 2}$ флан-

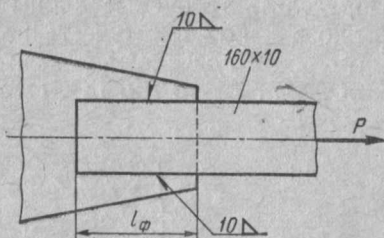


Рис. 4.2

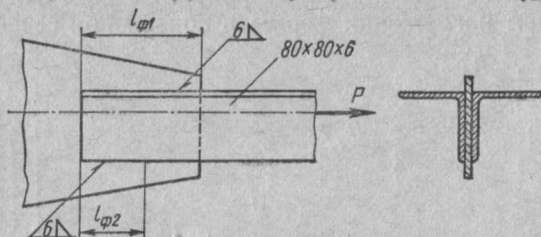


Рис. 4.3

говых швов для прикрепления растянутого раскоса (рис. 4.3) фермы к косынке. Материал уголков — сталь 15ХСНД, сварка автоматическая; $k=6$ мм.

Ответ. $l_{\phi 1}=250$ мм; $l_{\phi 2}=94$ мм.

4.6. Сжатый раскос фермы, состоящий из двух неравнобоких уголков $120 \times 80 \times 10$ мм (рис. 4.4), приварен к косынке лобовым и фланговыми швами. Исходя из равнопрочности уголка на сжатие и швов на срез, определить требуемые длины $l_{\phi 1}$ и $l_{\phi 2}$ фланговых швов, имеющих катет $k=10$ мм; материал уголков — сталь Ст3, сварка выполнена вручную электродами Э34; свободная длина раскоса 2,3 м; концы раскоса можно считать закрепленными шарнирно.

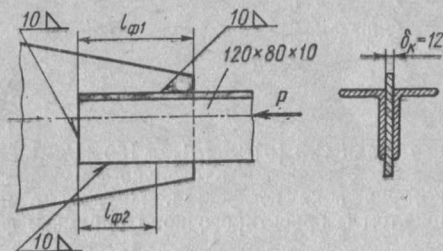


Рис. 4.4

Указание. При определении допускаемой нагрузки на сжатие раскоса учесть коэффициент φ понижения основного допускаемого напряжения с учетом опасности продольного изгиба (см. табл. П2).

4.7. Определить требуемый номер швеллера (рис. 4.5) для растянутого раскоса фермы, если материал швеллеров — сталь Ст3. Определить требуемые длины фланговых швов для прикрепления раскоса к косынке (учесть наличие лобовых швов). Сварка автоматическая под слоем флюса; принять $k = 7$ мм.

Ответ. № 16 (по ГОСТ 8240 — 72); $l_{\phi} = 200$ мм.

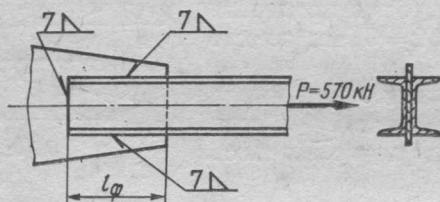


Рис. 4.5

4.8. * Сжатый раскос фермы имеет свободную длину 3 м, его концы считать закрепленными шарнирно. Продольная сила, возникающая при нагружении фермы в поперечном сечении раскоса,

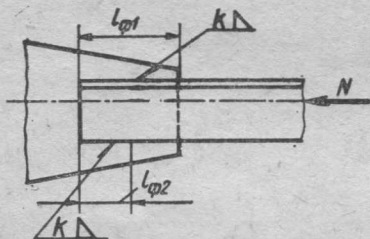


Рис. 4.6

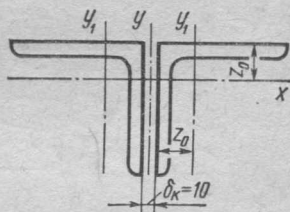


Рис. 4.7

$N = 250$ кН. Подобрать сечение раскоса из двух равнобоких уголков и определить длину фланговых швов, которыми он приварен к косынке (рис. 4.6). Материал раскоса — сталь Ст3. Сварка электродами Э42 вручную.

Решение.

Определяем требуемую площадь сечения раскоса с учетом понижения допускаемого напряжения:

$$F \geq \frac{N}{\varphi [\sigma]_c};$$

для стали Ст3 $[\sigma]_c = [\sigma]_p = 160$ Н/мм².

Коэффициент φ продольного изгиба зависит от гибкости стержня (раскоса), которая пока неизвестна. Поэтому в начале расчета надо задаться коэффициентом φ ориентировочно. Принимаем $\varphi = 0,5$; при этом

$$F \geq \frac{250 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 160} = 31,3 \cdot 10^2 \text{ мм}^2 = 31,3 \text{ см}^2.$$

Требуемая площадь сечения одного уголка

$$F_1 = \frac{F}{2} = \frac{31,3}{2} = 15,65 \text{ см}^2.$$

Принимаем уголки $100 \times 100 \times 8$ мм по ГОСТ 8509 — 72 ($F_1 = 15,6 \text{ см}^2$) и проверяем гибкость стержня:

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}},$$

где $\mu = 1$ — коэффициент приведения длины;
 i_{\min} — минимальный радиус инерции сечения.

Очевидно, что минимальный главный центральный момент инерции сечения раскоса будет относительно оси x (рис. 4.7)¹

$$J_x = 2J_x^I = 2 \cdot 147 = 294 \text{ см}^4;$$

$$i_{\min} = i_x = 3,07 \text{ см};$$

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}} = \frac{300}{3,07} \approx 98.$$

При $\lambda = 98$ $\varphi_{\text{табл}} = 0,618$.

Так как $\varphi_{\text{табл}}$ оказалось больше принятого предварительно, производим перерасчет, принимая новое значение φ равным среднему арифметическому между предварительно выбранным и полученным:

$$\varphi = \frac{0,5 + 0,618}{2} = 0,559.$$

Требуемая площадь сечения уголка

$$F_1 = \frac{250 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,559 \cdot 160} = 14,0 \cdot 10^2 \text{ мм}^2 = 14 \text{ см}^2.$$

Принимаем уголок $90 \times 90 \times 8$ мм; $F_1 = 13,9 \text{ см}^2$; $i_x = 2,76 \text{ см}$.

Гибкость

$$\lambda = \frac{300}{2,76} \approx 109.$$

Этой гибкости соответствует $\varphi_{\text{табл}} = 0,528$. Так как это значение меньше предварительного принятого, то напряжения в стержне будут выше допускаемых:

$$\sigma_c = \frac{250 \cdot 10^3}{2 \cdot 13,9 \cdot 10^{-4}} = 89,9 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемое напряжение

$$\varphi_{\text{табл}} [\sigma]_c = 0,528 \cdot 160 = 84,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Превышение рабочих напряжений над допускаемыми составляет примерно 6,4%, поэтому надо принять уголки несколько большего сечения или с большим радиусом инерции. Принимаем уголки $100 \times 100 \times 6,5$, для которых $F_1 = 12,8 \text{ см}^2$; $i_x = 3,09 \text{ см}$, тогда

$$\lambda = \frac{300}{3,09} \approx 97;$$

$$\varphi_{\text{табл}} = 0,627;$$

допускаемое напряжение

$$\varphi_{\text{табл}} [\sigma]_c = 0,627 \cdot 160 \approx 100 \text{ Н/мм}^2;$$

¹ $J_y = 2 \left[J_{y_1}^I + \left(z_0 + \frac{\delta_k}{2} \right)^2 F_1 \right]$; так как $J_{y_1}^I = J_x^I$, то $J_y > J_x$. Радиус инерции относительно оси x сечения из двух уголков равен i_x одного уголка.

расчетное напряжение

$$\sigma_c = \frac{250 \cdot 10^3}{2 \cdot 12,8 \cdot 10^2} = 97,6 \text{ Н/мм}^2,$$

что меньше допускаемого на 2,4%.

Суммарная длина фланговых швов для прикрепления уголка

$$l_{\text{сум}} = l_{\text{ф1}} + l_{\text{ф2}} = \frac{N}{2 \cdot 0,7k [\tau']_{\text{ср}}}.$$

Принимаем катет шва $k = 8$ мм. Допускаемое напряжение для сварного шва на срез

$$[\tau']_{\text{ср}} = 0,6 [\sigma]_p = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ Н/мм}^2;$$

$$l_{\text{сум}} = \frac{250 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 8 \cdot 96} = 233 \text{ мм};$$

$$l_{\text{ф1}} = l_{\text{сум}} \frac{b - z_0}{b} = 233 \frac{9 - 2,68}{9} = 147 \text{ мм};$$

$$l_{\text{ф2}} = l_{\text{сум}} - l_{\text{ф1}} = 233 - 147 = 76 \text{ мм}.$$

4.9*. Полоса приварена к косынке двумя фланговыми и продольными швами (рис. 4.8) и нагружена растягивающей силой P .

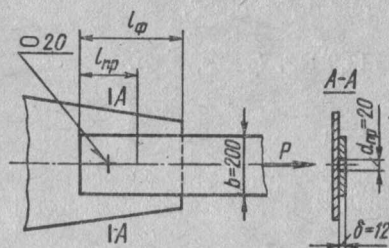


Рис. 4.8

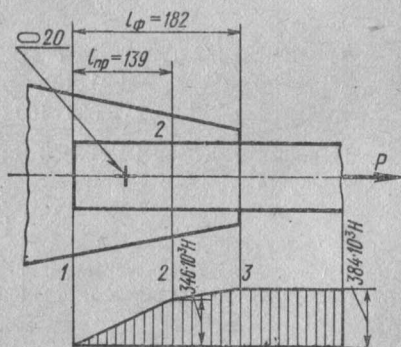


Рис. 4.9

Материал полосы — сталь Ст3. Сварка выполнена электродами Э34 вручную. Определить длину фланговых швов $l_{\text{ф}}$ и длину прорези $l_{\text{пр}}$, если катет шва $k = 8$ мм, ширина прорези $d_{\text{пр}} = 20$ мм и сварное соединение должно быть равнопрочно растягиваемой полосе.

Решение.

Допускаемая нагрузка на растяжение для полосы

$$[P] = b\delta [\sigma_p] = 200 \cdot 12 \cdot 160 = 384 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

где для стали Ст3 принято $[\sigma_p] = 160 \text{ Н/мм}^2$.

Расчет сварного соединения выполняем по принципу независимости работы швов, т. е. принимаем, что каждый из швов передает на косынку усилие, пропорциональное его расчетной площади. На рис. 4.9 показана эпюра продольных сил для полосы. Превышение длины фланговых швов над длиной прорези определяем из условия: в сечении 2—2 напряжения в полосе с уче-

том ослабления ее прорезью должны быть равны допускаемым. Допускаемая продольная сила в сечении 2—2

$$[N_{2-2}] = [\sigma]_p (b - d_{\text{пр}}) \delta = 160 (200 - 20) 12 = 346 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

следовательно, на участке 2—3 фланговые швы должны передать на косынку усилие

$$\Delta N = [P] - [N_{2-2}] = 384 - 346 = 38 \text{ кН}.$$

Усилие ΔN передают участки фланговых швов длиной $l_{\text{ф}} - l_{\text{пр}}$. Определяем эту длину из условия прочности швов на срез:

$$l_{\text{ф}} - l_{\text{пр}} = \frac{\Delta N}{2 \cdot 0,7k [\tau']_{\text{ср}}} = \frac{38 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 8 \cdot 80} \approx 43 \text{ мм},$$

где принято (см. стр. 35)

$$[\tau']_{\text{ср}} = 0,5 [\sigma]_p = 0,5 \cdot 160 = 80 \text{ Н/мм}^2.$$

На участке 1—2 усилие передается прорезным швом и участками фланговых швов длиной $l_{\text{пр}}$:

$$[P] - \Delta N = [P_{\text{пр}}] + 2 [P_{\text{фл}}] = d_{\text{пр}} l_{\text{пр}} [\tau']_{\text{ср}} + 2 l_{\text{пр}} 0,7k [\tau']_{\text{ср}};$$

$$l_{\text{пр}} = \frac{346 \cdot 10^3}{20 \cdot 80 + 2 \cdot 0,7 \cdot 8 \cdot 80} \approx 139 \text{ мм}.$$

Окончательно получаем длину прорези $l_{\text{пр}} = 139$ мм, длину фланговых швов $l_{\text{ф}} = 139 + 43 = 182$ мм.

4.10. Швеллер *А*, нагруженный растягивающей силой $P = 350$ кН, приварен к швеллеру *Б* двумя фланговыми швами и прорезным швом (рис. 4.10). Материал швеллера — сталь Ст2. Сварка выполнена электродами Э42 вручную. Определить номер швеллера, длины фланговых швов $l_{\text{ф}}$ и длину прорези $l_{\text{пр}}$; катет фланговых швов принять $k = 6$ мм, а ширину прорези $d_{\text{пр}} = 2k$. Построить эпюру продольных сил для швеллера *А*. Швеллер *Б* выбрать по условию размещения сварных швов.

Ответ. Швеллер *А* — № 20а; швеллер *Б* — № 22; $l_{\text{пр}} = 198$ мм, $l_{\text{ф}} = 211$ мм.

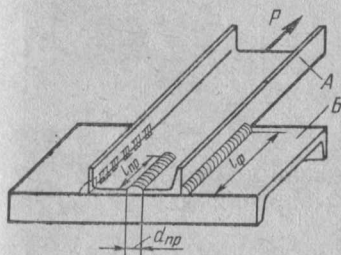


Рис. 4.10

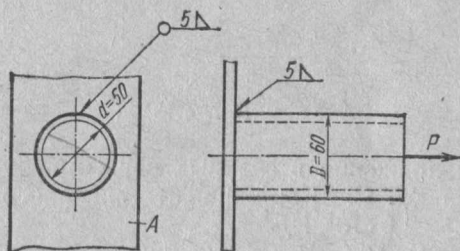


Рис. 4.11

4.11. Труба крепится к неподвижной плите *А* путем обварки по контуру валиковым швом с катетом $k = 5$ мм (рис. 4.11). Определить допускаемое значение силы P , если для трубы допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma]_p = 180$ Н/мм², а для свар-

вания основного металла трубы.

Ответ. 78,5 кН; 50,3%.

4.12. Два листа соединены стыковым швом, усиленным двусторонними накладками (рис. 4.12). Определить размеры накладок l_n , a_n , δ_n .

Материал листов и накладок — сталь Ст3. Сварка выполнена вручную электродами Э34.

Указание. Допускаемое напряжение на растяжение для накладок принять пониженное — такое же, как для стыкового шва: $[\sigma']_p$. Толщиной накладок следует задаться $\delta_n \approx 0,5\delta$. Катет валиковых швов принять $k = \delta_n$. По конструктивным соображениям a_n должно быть не менее $0,5b$; $l_n \geq 0,75a_n$.

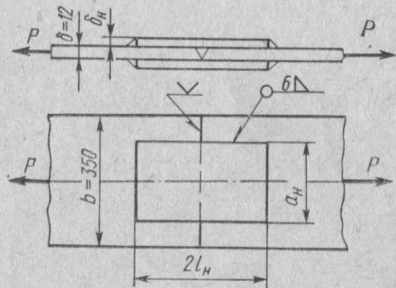


Рис. 4.12

Ответ. $\delta_n = 6$ мм; $a_n = 225$ мм, по расчету $l_n = 88$ мм, принято $l_n = 170$ мм.

4.13. Проверить прочность конструкции, представленной на рис. 4.13; определить напряжения в швеллерах, прокладке, стыковом шве, фланговых швах при $P = 500$ кН. Материал швеллеров и

прокладки — сталь Ст3. Для валиковых швов $k = 10$ мм. Сварка электродами Э42 вручную.

4.14. Стальная труба приварена к неподвижным весьма жестким деталям с одной стороны валиковым швом с катетом $k = 8$ мм, с другой — втавр с подготовкой кромок (рис. 4.14). Определить

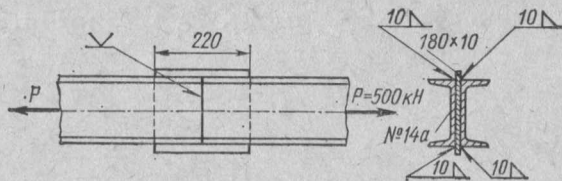


Рис. 4.13

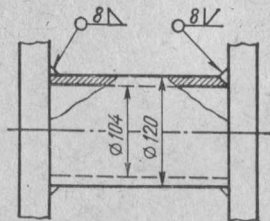


Рис. 4.14

напряжения в сварных швах при понижении температуры трубы на 25°C . Коэффициент линейного расширения $\alpha = 12,5 \cdot 10^{-6}$; $E = 2,0 \cdot 10^5$ Н/мм².

Ответ. В соединении с подготовкой кромок $\sigma'_p = 62,5$ Н/мм²; в соединении валиковым швом $\tau'_{cp} = 78,5$ Н/мм².

4.15. На рис. 4.15 показан один из узлов фермы настенного поворотного крана. Стержни испытывают переменные по величине усилия, величины которых указаны на чертеже. Определить длину фланговых швов для каждого стержня, если сварка выполнена вручную электродами 342 и катет швов $k = 6$ мм.

4.16. На рис. 4.16 показано поперечное сечение сварной двутавровой балки. Определить расчетные напряжения в поясных швах (швы прикрепления стенки к полке) с катетом $k=8$ мм, если наибольшая поперечная сила $Q=500$ кН.

Ответ. 27 Н/мм².

4.17*. Сварное однодисковое зубчатое колесо (рис. 4.17) передает

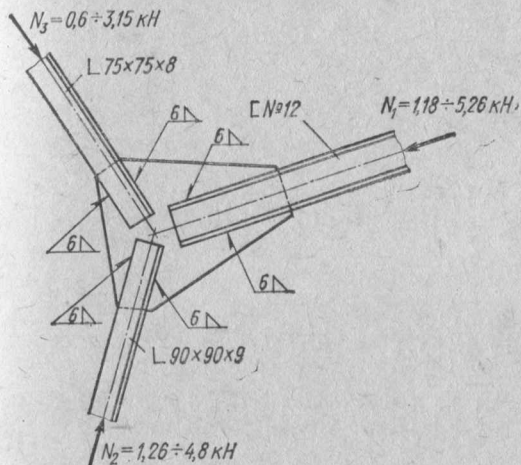


Рис. 4.15

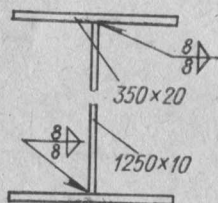


Рис. 4.16

мощность $N=155$ кВт при $n=145$ об/мин. Материал диска 2 и ребер 3 — сталь Ст3. Материал ступицы 1 и обода 4 — сталь 35. Сварка выполнена вручную электродами Э42. Проверить проч-

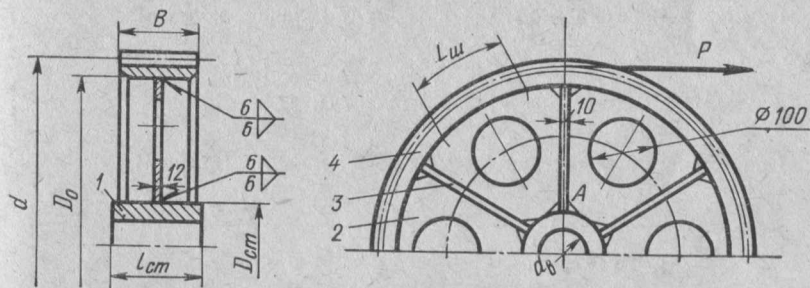


Рис. 4.17

ность швов, соединяющих диск с ободом и диск со ступицей; Катет швов $k=6$ мм; $D_{ст}=200$ мм; $d=747$ мм; $B=180$ мм. $D_0=675$ мм; $d_B=130$ мм.

Решение.

Допускаемое напряжение на срез сварных швов выбираем исходя из основного допускаемого напряжения на растяжение для стали Ст3:

$$[\tau']_{ср} = 0,6 [\sigma]_p = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ Н/мм}^2.$$

Швы у обода проверяем на срез:

$$\tau'_{ср} = \frac{P}{2 \cdot 0,7kL_{ш}} \leq [\tau']_{ср}$$

где P — окружное усилие;

$L_{ш} = 30k$ — условная длина сварных швов, воспринимающих усилие.

Момент, передаваемый колесом,

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{155 \cdot 10^3}{15,15} = 10,23 \cdot 10^3 \text{ Н.м,}$$

где

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 145}{30} = 15,15 \text{ рад/с.}$$

Окружное усилие

$$P = \frac{2M}{d} = \frac{2 \cdot 10,23 \cdot 10^6}{747} = 27,4 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

После подстановки числовых данных получаем

$$\tau'_{ср} = \frac{27,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot 30 \cdot 6} = 18,1 \text{ Н/мм}^2.$$

Швы у ступицы рассчитываем на совместное действие кручения и среза; при этом условно принимаем, что в передаче усилия участвует $1/3$ периметра швов.

Напряжение среза (соответствующее поперечной силе $Q = P$)

$$\tau_Q = \frac{P}{\frac{1}{3} F_{св}} = \frac{P}{\frac{1}{3} 2\pi (D_{ст} + k) 0,7k},$$

где $D_{ст} + k$ — средний диаметр обварки.

Подставив значения входящих в формулу величин, получим

$$\tau_Q = \frac{27,4 \cdot 10^3}{\frac{1}{3} \cdot 2 \cdot 3,14 (200 + 6) \cdot 0,7 \cdot 6} = 15,1 \text{ Н/мм}^2.$$

Напряжение, соответствующее крутящему моменту ($M_k = M$),

$$\tau_M = \frac{M_k}{\frac{1}{3} W_{р св}} = \frac{M_k}{\frac{1}{3} F_{св} \frac{d_{св}}{2}} = \frac{M_k}{\frac{1}{3} 2\pi (D_{ст} + k) 0,7k \frac{D_{ст} + k}{2}}.$$

Полярный момент сопротивления для тонкостенного кольца с достаточной точностью определяем как произведение площади кольца на его средний радиус. В результате подстановки числовых значений получаем

$$\tau_M = \frac{10,23 \cdot 10^6}{\frac{1}{3} \cdot 2 \cdot 3,14 (200 + 6) \cdot 0,7 \cdot 6 \frac{200 + 6}{2}} = 55 \text{ Н/мм}^2.$$

В точке А направления напряжений τ_Q и τ_M совпадают:

$$\tau_A = \tau_Q + \tau_M = 15,1 + 55 = 70,1 \text{ Н/мм}^2.$$

4.18*. Проверить прочность сварных швов в соединении, изображенном на рис. 4.18. Материал полосы — сталь Ст3. Сварка ручная электродами Э34.

Решение.

Расчет ведем по способу полярного момента инерции.

1. Определяем положение центра тяжести швов. Абсцисса центра тяжести проекции швов на плоскость чертежа, отсчитываемая от вертикальной кромки полосы,

$$x_c = \frac{2 \cdot 10 \cdot 100 \cdot 50 - 220 \cdot 10 \cdot 5}{2 \cdot 10 \cdot 100 + 220 \cdot 10} = 21,2 \text{ мм.}$$

2. Момент инерции швов относительно оси x

$$J_x = \frac{22^3 \cdot 1}{12} + 2 \left[\frac{10 \cdot 1^3}{12} + 10 \cdot 1 \cdot 10,5^2 \right] = 887 + 2 \cdot 206 = 3 \, 093 \text{ см}^4.$$

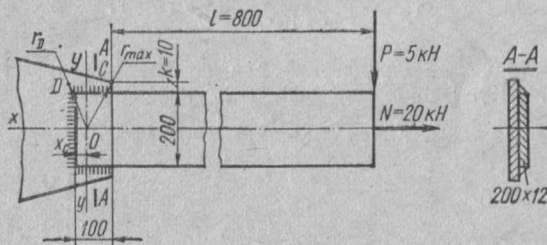


Рис. 4.18

3. Момент инерции швов относительно оси y

$$J_y = 2 \left[\frac{10^3 \cdot 1}{12} + 10 \cdot 1 \cdot (5 - 2,12)^2 \right] + \frac{22 \cdot 1^3}{12} + 22 \cdot 1 \cdot 2,62^2 = 332 + 2 + 151 = 485 \text{ см}^4.$$

4. Полярный момент инерции швов относительно центра тяжести их проекции

$$J_p = J_x + J_y = 3 \, 093 + 485 = 3 \, 578 \text{ см}^4.$$

5. Расчетный полярный момент инерции швов (с учетом опасности их разрушения по биссекторному сечению)

$$J'_p = 0,7 J_p = 0,7 \cdot 3 \, 578 = 2 \, 505 \text{ см}^4.$$

6. Момент от силы P

$$M = 5 \cdot 10^3 (800 + 100 - 21,2) \cdot 10^{-3} = 4 \, 394 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

7. Напряжение от момента в точке, наиболее удаленной от центра тяжести швов,

$$\begin{aligned} \max \tau_M &= \frac{M}{J'_p} r_{\max}; \\ r_{\max} &= \sqrt{110^2 + 78,8^2} = 135 \text{ мм}; \\ \max \tau_M &= \frac{4 \, 394 \cdot 10^3}{2 \, 505 \cdot 10^4} \cdot 135 = 23,7 \text{ Н/мм}^2. \end{aligned}$$

8. Напряжение от осевой силы

$$\tau_N = \frac{N}{F_{\text{св}}}.$$

Подставив суммарную расчетную площадь сварных швов

$$F_{\text{св}} = 0,7 (220 \cdot 10 + 2 \cdot 100 \cdot 10) = 2,94 \cdot 10^3 \text{ мм}^2,$$

получим

$$\tau_N = \frac{20 \cdot 10^3}{2,94 \cdot 10^3} = 6,8 \text{ Н/мм}^2.$$

9. Напряжение от сдвигающей силы (в предположении, что она воспринимается только вертикальным швом)

$$\tau_P = \frac{P}{F_B},$$

где

$$F_B = 0,7 \cdot 220 \cdot 10 = 1,54 \cdot 10^3 \text{ мм}^2;$$

$$\tau_P = \frac{5 \cdot 10^3}{1,54 \cdot 10^3} = 3,24 \text{ Н/мм}^2.$$

10. Результирующее напряжение в точке C равно геометрической сумме τ_M и τ_N (рис. 4.19). Напряжение $\max \tau_M$ направлено перпендикулярно r_{\max} .

$$\tau_{C \text{ сум}} \approx 30 \text{ Н/мм}^2 < [\tau']_{\text{ср}}$$

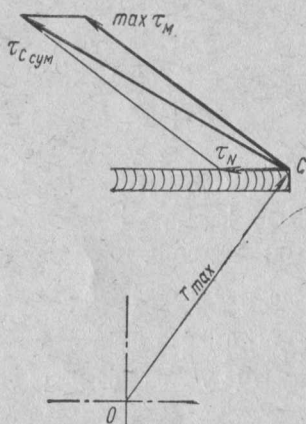


Рис. 4.19

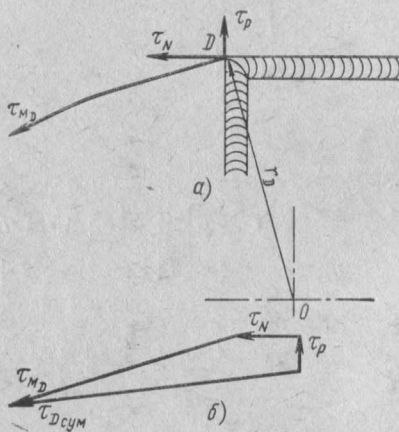


Рис. 4.20

(определено построением);

$$[\tau']_{\text{ср}} = 0,5 [\sigma]_p = 0,5 \cdot 160 = 80 \text{ Н/мм}^2.$$

11. Суммарное напряжение в точке D определяется как геометрическая (сумма трех напряжений: τ_N ; $(\tau_M)_D$ и τ_P (рис. 4.20, а):

$$(\tau_M)_D = \frac{M}{J'_p} r_D;$$

$$r_D = \sqrt{110^2 + 31,2^2} = 114,3 \text{ мм};$$

$$(\tau_M)_D = \frac{4394 \cdot 10^3}{2505 \cdot 10^4} \cdot 114,3 = 20,1 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\tau_{D \text{ сум}} \approx 27 \text{ Н/мм}^2$$

(определено построением векторного многоугольника рис. 4,20, б).

4.19. Рассчитать кронштейн (рис. 4.21) под подшипник. Определить размеры h и δ листов 1 и 2, катеты сварных швов для крепления листов кронштейна к швеллерам колонны. Материал кронштейна — сталь Ст2. Сварка ручная электродами Э34. Нагрузка кронштейна переменная: $P = 5 \div 20$ кН.

4.20. Стальная колонна, нагруженная центральной сжимающей силой $P = 700$ кН, имеет базу,

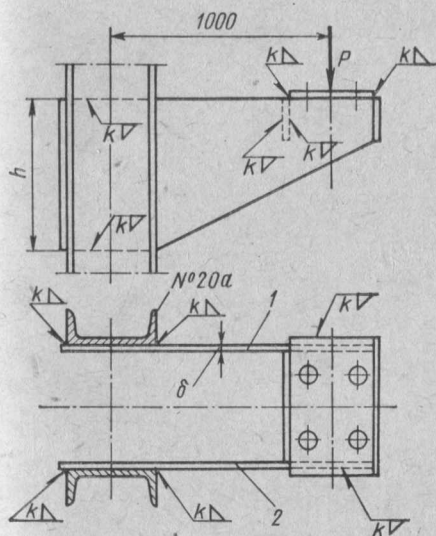


Рис. 4.21

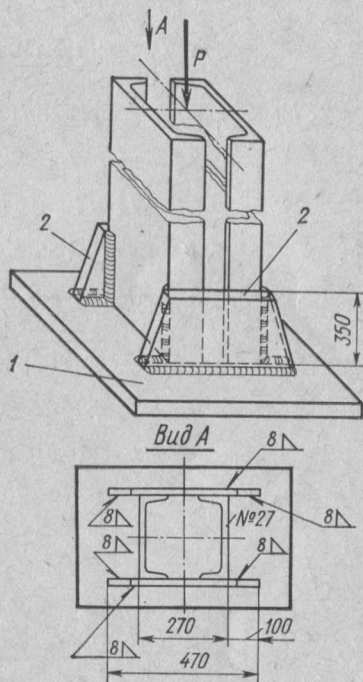


Рис. 4.22

состоящую из плиты 1 и двух траверс 2 (рис. 4.22). Материал колонны, траверс и плиты — сталь Ст2. Сварка ручная электродами Э42. Проверить прочность швов крепления колонны к траверсам и траверс к плите. Катет всех швов $k = 8$ мм.

Указание. При расчете принять, что торцы колонны не фрезерованы и все усилие передается через швы, которые можно считать нагруженными центрально.

Ответ. Для швов крепления колонны к траверсам $\tau'_{cp} = 89,3$ Н/мм²; крепления траверс к плите $\tau'_{cp} = 93,4$ Н/мм².

Допускаемое напряжение $[\tau]_{cp} = 84$ Н/мм². Размеры швов следует увеличить, так как наибольшее напряжение в них на 11,2% выше допускаемого.

4.21*. Проверить прочность сварных швов соединения, показанного на рис. 4.23.

Допускаемое напряжение на срез сварных швов $[\tau]_{cp} = 96$ Н/мм².

Решение.

1. Определяем расчетный момент инерции сварных швов (с учетом опасности их разрушения по бисекторным плоскостям):

$$J_{\text{св}} = 0,7 \left[\frac{(b + 2k)(h + 2k)^3}{12} - \frac{bh^3}{12} \right] =$$

$$= 0,7 \left[\frac{(9 + 1,2)(12 + 1,2)^3}{12} - \frac{9 \cdot 12^3}{12} \right] = 461 \text{ см}^4.$$

2. Максимальные напряжения в шве от изгиба

$$\max \tau_M = \frac{M}{J_{\text{св}}} y_{\max};$$

$$M = Pl = 8 \cdot 10^3 \cdot 0,64 = 5120 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$y_{\max} = \frac{h}{2} + 0,7k = \frac{120}{2} + 0,7 \cdot 6 = 64,2 \text{ мм};$$

$$\max \tau_M = \frac{5120 \cdot 64,2 \cdot 10^3}{461 \cdot 10^4} = 71,5 \text{ Н/мм}^2.$$

3. Напряжения в швах от растяжения

$$\tau_N = \frac{N}{F_{\text{св}}}.$$

Расчетная площадь сварных швов

$$F_{\text{св}} = 0,7 [2(h + k)k + 2bk] = 0,7 [2(120 + 6)6 + 2 \cdot 90 \cdot 6] = 18,1 \cdot 10^2 \text{ мм}^2.$$

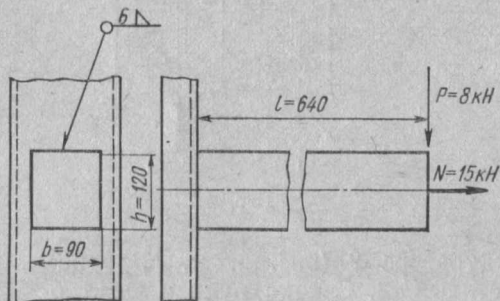


Рис. 4.23

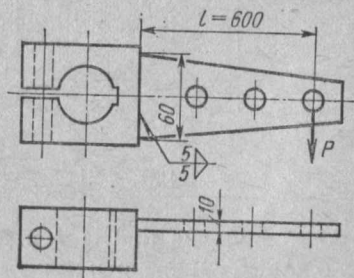


Рис. 4.24

Подстановка числовых значений усилия и расчетной площади дает

$$\tau_N = \frac{15 \cdot 10^3}{18,1 \cdot 10^2} = 8,3 \text{ Н/мм}^2.$$

4. Напряжения в швах от сдвига (в предположении, что сдвигающая сила воспринимается только вертикальными швами)

$$\tau_Q = \frac{Q}{F_{\text{в}}}; \quad Q = P.$$

Расчетная площадь вертикальных швов

$$F_{\text{в}} = 2 \cdot 0,7k(h + k) = 2 \cdot 0,7 \cdot 6(120 + 6) = 10,6 \cdot 10^2 \text{ мм}^2.$$

Подставив числовые значения Q и $F_{\text{в}}$, получим

$$\tau_Q = \frac{8 \cdot 10^3}{10,60 \cdot 10^2} = 7,5 \text{ Н/мм}^2.$$

5. Результирующее расчетное (условное) напряжение в опасной точке вертикального шва

$$\begin{aligned}\tau_{\text{сум}} &= \sqrt{(\max \tau_M + \tau_N)^2 + \tau_Q^2} = \\ &= \sqrt{(71,5 + 8,3)^2 + 7,5^2} = \\ &= 80,1 \text{ Н/мм}^2 < [\tau']_{\text{ср}}.\end{aligned}$$

4.22. Для клеммового рычага, представленного на рис. 4.24, определить допускаемое значение силы P , исходя из прочности сварных швов, если для материала рычага $[\sigma]_p = 120 \text{ Н/мм}^2$ сварка выполнена вручную электродами Э42, катеты швов $k = 5 \text{ мм}$. Равнопрочно ли соединение основному металлу рычага? Как изменится результат расчета, если выполнить швы с глубоким проплавлением?

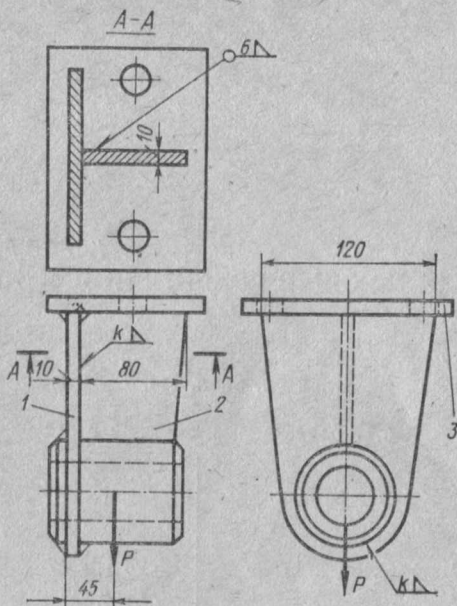


Рис. 4.25

Указание. Влиянием поперечной силы пренебречь.

Ответ. $[P]_1 \approx 0,5 \text{ кН}$; из условия прочности рычага $[P]_2 = 1,2 \text{ кН}$; при швах с глубоким проплавлением $[P]_3 \approx 1,08 \text{ кН}$.

4.23. Сварной подшипник (рис. 4.25) крепится болтами к потолочным балкам. Определить допускаемое значение действующей на подшипник силы P из условия прочности сварных швов, соединяющих стойку 1 и ребро 2 с основанием подшипника 3. Катет швов $k = 6 \text{ мм}$; допускаемое напряжение на срез для швов $[\tau']_{\text{ср}} = 74 \text{ Н/мм}^2$.

Указание. Учесть, что швы нагружены внецентренно.

Ответ. $\sim 49 \text{ кН}$.

ГЛАВА 5

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ И ВИНТОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Размеры метрической и трапецеидальной резьб см. в табл. ПЗ, П4.

Допускаемые осевые усилия для болтов (винтов и т. п.) с неконтролируемой затяжкой см. табл. П5.

5.1. Допускаемые давления в резьбе ходовых и грузовых винтов

Материал винта	Материал гайки	$[p]$, Н/мм ²
Незакаленная сталь	Чугун СЧ 18-36, СЧ 21-40	5,0
То же	Антифрикционный чугун АВЧ-2, АКЧ-2	6,0—7,0
»	Бронза Бр. ОФ10-1, Бр. ОФ6,5-0,15, Бр. ОЦС6-6-3	8,0—10,0
Закаленная сталь	Антифрикционный чугун АВЧ-1, АКЧ-1	7,0—9,0
То же	Бронза Бр. ОФ10-1, Бр. ОФ6,5-0,15, Бр. ОЦС6-6-3, Бр. АЖ9-4	12—13

Примечание. При малых скоростях (механизмы с ручным приводом) и больших перерывах в работе значения $[p]$ следует принимать на 30—50% выше табличных.

Силовые соотношения и трение в винтовой паре

5.1. Определить величину движущей силы P , необходимой для равномерного движения вверх по наклонной плоскости тела

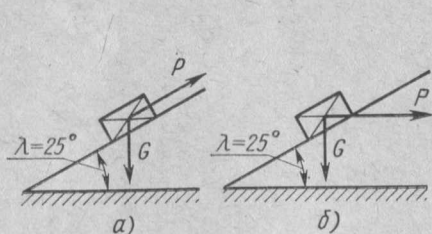


Рис. 5.1

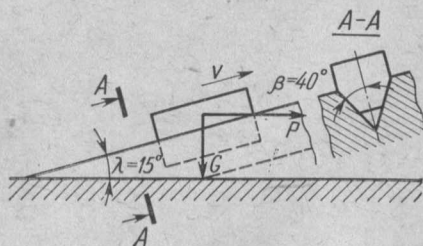


Рис. 5.2

массой $m = 600$ кг, если $f = 0,18$. Рассмотреть два случая: сила параллельна наклонной плоскости (рис. 5.1, а); сила направлена

горизонтально (рис. 5.1, б). Для каждого из указанных случаев определить относительный выигрыш в силе ($\xi = \frac{gm - P}{gm}$) и к. п. д.

Ответ. а) $P = 3,46$ кН; $\xi = 0,41$; $\eta = 0,72$; б) $P = 4,17$ кН; $\xi = 0,29$; $\eta = 0,66$.

5.2. Тело массой m равномерно поднимается вверх по наклонной плоскости под действием горизонтальной силы P (см. рис. 5.1, б). Рассматривая угол подъема λ как величину переменную, построить графики зависимости выигрыша в силе ξ (см. задачу 5.1) и к. п. д. от угла λ при $f = 0,18$. Определить, при каком значении $\lambda = \lambda_{\max}$ подъем тела станет невозможен вне зависимости от величины силы P .

Ответ. $\xi = 0$ при $\lambda = 34^\circ 48'$; $\eta_{\max} = 0,70$; $\lambda_{\max} = 79^\circ 48'$.

5.3. Клинчатый ползун массой $m = 160$ кг движется вверх по наклонным направляющим с постоянной скоростью $v = 0,2$ м/с под действием горизонтальной силы P (рис. 5.2). Определить величину силы P , потери мощности на трение $N_{\text{тр}}$ и к. п. д. механизма η , если $f = 0,14$.

Ответ. $P = 810$ Н; $N_{\text{тр}} \approx 70$ Вт; $\eta = 0,51$.

5.4. Угол наклона λ направляющих клинчатого ползуна (см. предыдущую задачу) может изменяться в пределах от 5 до 45° . Определить наибольшее значение $\lambda = \lambda_{\max}$, при котором будет обеспечено самоторможение и к. п. д. для этого случая.

Найти значение $\lambda = \lambda_0$, при котором к. п. д. будет максимальным.

Ответ. $\lambda_{\max} = 12^\circ 18'$; при $\lambda = \lambda_{\max}$ $\eta = 0,465$; $\lambda_0 = 38^\circ 51'$; $\eta_{\max} = 0,649$.

5.5. Заготовка сжимается в клиновом прессе силой $Q = 40$ кН (рис. 5.3). Определить значение движущей силы P и к. п. д. механизма, если коэффициенты трения на плоскостях aa , bb и cc $f_a = f_b = f_c = f = 0,2$.

Ответ. $P = 19,8$ кН; $\eta \approx 0,54$.

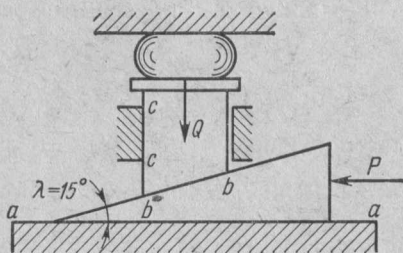


Рис. 5.3

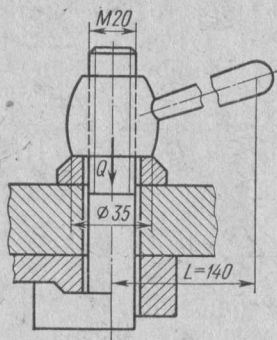


Рис. 5.4

5.6. Определить расчетный угол подъема трехзаходной трапецидальной резьбы. Наружный диаметр $d = 60$ мм; шаг однозаходной резьбы $S = 8$ мм, профиль по ГОСТ 9484 — 73 (см. табл. П4).

Ответ. $\lambda = 7^\circ 46'$.

5.7. Каково должно быть соотношение между шагом и наружным диаметром однозаходной резьбы квадратного профиля, если расчетный угол подъема резьбы составляет 0,75 от угла трения. Коэффициент трения $f = 0,12$.

Ответ. $S : d = 0,244$.

5.8. Винт имеет однозаходную резьбу квадратного профиля с наружным диаметром $d = 40$ мм и внутренним $d_1 = 32$ мм; $f = 0,12$. Какое усилие P_p надо приложить на плече $l = 500$ мм, чтобы создать осевое усилие $Q = 30$ кН? Будет ли винтовая пара само- тормозящей? Определить η .

Ответ. $P_p = 208$ Н; $\eta = 0,367$.

5.9. Винтовая пара имеет однозаходную трапецеидальную резьбу с наружным диаметром $d = 50$ мм и шагом $S = 12$ мм (см. табл. П4). Определить относительный выигрыш в силе, $\left(\xi = \frac{Q - P}{Q} \right)$, где Q — осевое и P — окружное усилия в винтовой паре) и к. п. д. η винтовой пары, если $f = 0,15$. Определить ξ и η для трехзаходной трапецеидальной резьбы и однозаходной квадратной (наружный и внутренний диаметры и шаг те же).

Ответ. Для однозаходной трапецеидальной резьбы $\xi = 0,752$; $\eta = 0,350$; то же, трехзаходной $\xi = 0,564$; $\eta = 0,598$; для однозаходной квадратной резьбы $\xi = 0,760$; $\eta = 0,362$.

5.10. Сколько заходов (приблизительно) должна иметь трапецеидальная резьба с наружным диаметром $d = 40$ мм и шагом $S = 6$ мм, для того чтобы к. п. д. винтовой пары был максимальным, если $f = 0,12$? На сколько процентов к. п. д. четырехзаходной резьбы будет меньше максимального?

Ответ. Примерно 16; на 17%.

5.11. Определить величину усилия зажима Q в приспособлении, часть которого показана на рис. 5.4. Усилие на рукоятке $P_p = 100$ Н; диаметр отверстия под болт $d_0 = 21$ мм; $f = 0,12$ (в резьбе и на опорном торце гайки). Возрастет или уменьшится величина Q , если взамен резьбы с крупным шагом применить резьбу М20 \times 2?

Ответ. $Q \approx 4,15$ кН.

Резьбовые соединения

5.12. Стержни 1 и 3 соединены между собой резьбовой муфтой 2 (рис. 5.5).

Соединение нагружено осевыми силами P . Определить, какая из деталей соединения является наиболее напряженной и где ее опасное сечение. Определить величину допускаемой нагрузки $[P]$, если резьба всех деталей соединения метрическая с крупным шагом и допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma]_p = 90$ Н/мм².

Ответ. Опасны сечения муфты там, где она имеет наружную резьбу; $[P] = 18$ кН.

5.13. Скоба для крепления расчалок соединена с деревянной балкой болтом (рис. 5.6).

Требуется: а) подобрать из расчета на прочность болт с метрической резьбой, если $[\sigma]_p = 85 \text{ Н/мм}^2$ (болт рассматривать как

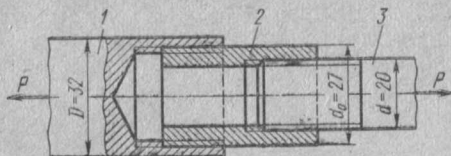


Рис. 5.5

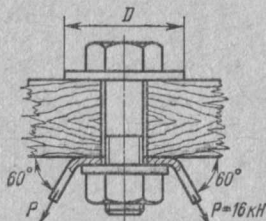


Рис. 5.6

незатянутый); б) определить диаметр D шайбы, подкладываемой под головку болта, если допускаемое напряжение смятия для дерева $[\sigma]_{см} = 6,0 \text{ Н/мм}^2$ и внутренний диаметр шайбы на 1 мм больше диаметра болта.

Ответ. Болт с резьбой М24; $D = 81 \text{ мм}$.

5.14. Проверить на прочность резьбовую часть грузовой скобы (рис. 5.7), рассчитанной на подъем груза массой $m = 150 \cdot 10^3 \text{ кг}$.

Резьба трапецеидальная по ГОСТ 9484—73; $d = 180 \text{ мм}$; $d_1 = 158 \text{ мм}$; $S = 20 \text{ мм}$.

Принять $[\sigma]_p = 80 \text{ Н/мм}^2$.

Ответ. $\sigma_p \approx 0,94 [\sigma]_p$.

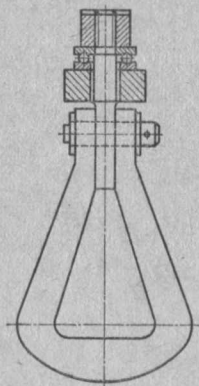


Рис. 5.7

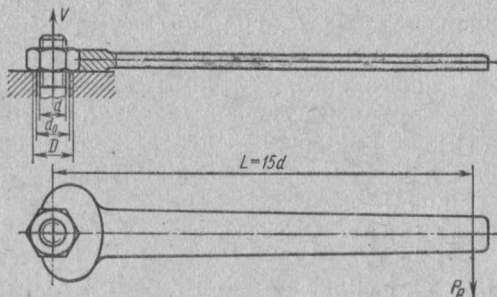


Рис. 5.8

5.15. Болт затягивают с усилием $P_p = 150 \text{ Н}$, приложенным к рукоятке нормального гаечного ключа (рис. 5.8). Определить расчетные (эквивалентные) напряжения для болтов М10 и М30, пользуясь гипотезой наибольших касательных напряжений.

Коэффициент трения на опорной поверхности гайки $f_t = 0,18$; коэффициент трения в резьбе $f = 0,15$. При определении момента сил трения на опорной поверхности гайки рассматривать ее как кольцо с внутренним диаметром, равным диаметру отверстия под

болт ($d_0 = 11$ мм для болта М10 и $d_0 = 31$ мм для болта М30), и наружным, равным размеру гайки „под ключ“. Допустимы ли полученные напряжения, если материал болтов — сталь Ст3?

Ответ. Для болта с резьбой М10 $\sigma_{\text{III}} \approx 265$ Н/мм², что выше предела текучести материала болта. Для болта с резьбой М30 $\sigma_{\text{III}} \approx 29$ Н/мм², что значительно ниже допускаемого напряжения.

5.16. Воспользовавшись данными и решением предыдущей задачи, установить предельную длину $L_{\text{пр}}$ рукоятки ключа для затяжки болта с резьбой М30 усилием $P_p = 300$ Н.

Указание. Расчет вести без учета кручения только на растяжение силой $1,3 V$, где V — осевое усилие от затяжки. Допускаемое напряжение $[\sigma]_p = 110$ Н/мм².

Ответ. $L_{\text{пр}} = 910$ мм, т. е. $L_{\text{пр}} = 2,02L$, где $L = 15d$.

5.17. Определить напряжения смятия на опорной поверхности стандартной шестигранной гайки, если нормальные напряжения в поперечном сечении болта М30 (по внутреннему диаметру резьбы) $\sigma_p = 120$ Н/мм². Диаметр отверстия под болт $d_0 = 31$ мм.

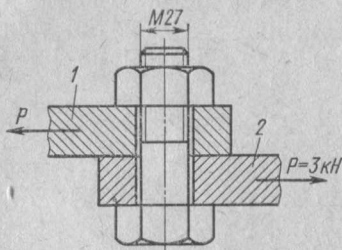


Рис. 5.9

Указание. Опорную поверхность гайки рассматривать как кольцо с наружным диаметром, равным размеру „под ключ“.

Ответ. $\sigma_{\text{см}} = 69$ Н/мм².

5.18. Болт в конструкции, показанной на рис. 5.9, не должен работать на изгиб, поэтому сила трения T между листами 1 и 2 должна быть

не меньше силы P . Принимая $T = 1,2 P$, определить, возможно ли осуществить требуемую затяжку болта с резьбой М27, пользуясь нормальным гаечным ключом (длина ключа $L = 15d$), если коэффициент трения между листами 1 и 2 $f_1 = 0,2$, коэффициент трения на опорной поверхности гайки $f_t = 0,18$, коэффициент трения в резьбе $f = 0,16$. Усилие рабочего на рукоятке ключа $P_p = 200$ Н.

Указание. Опорную поверхность гайки рассматривать как кольцо с диаметрами $d_0 = 28$ мм и $D = 41$ мм.

Ответ. Усилие затяжки $V \approx 13,6$ кН; требуемое усилие затяжки $V_{\text{треб}} = 18$ кН.

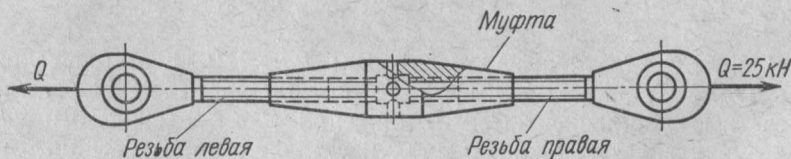


Рис. 5.10

5.19. По данным предыдущей задачи определить усилие рабочего P_p , необходимое для обеспечения достаточной затяжки.

Проверить прочность болта из стали Ст3, воспользовавшись данными табл. П5.

Ответ. $P_p = 264 \text{ Н}$; $V = 0,545 [V]$.

5.20*. Для винтовой стяжки, показанной на рис. 5.10, построить эпюры продольных сил N и крутящих моментов M_k для винтов и муфты. Винты имеют резьбу М24; коэффициент трения в резьбе $f = 0,18$, $Q = 25 \text{ кН}$.

Решение.

Схема стяжки и эпюры даны на рис. 5.11. В пределах гаек эпюры условно приняты линейными. Момент, прикладываемый к рукоятке муфты $M_{рук}$, должен преодолеть момент в резьбе двух гаек:

$$M_p = Q \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho');$$

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi d_2} = \operatorname{arctg} \frac{3}{3,14 \cdot 22,05} = \\ = \operatorname{arctg} 0,0435 = 2^\circ 29';$$

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \\ = \operatorname{arctg} \frac{0,18}{\cos 30^\circ} = \operatorname{arctg} 0,208 = 11^\circ 43',$$

где $\alpha = 60^\circ$ — угол профиля резьбы.

Подставив найденные величины, получим

$$M_p = 25 \cdot 10^3 \cdot 22,05 \operatorname{tg}(2^\circ 29' + 11^\circ 43') = 69,7 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

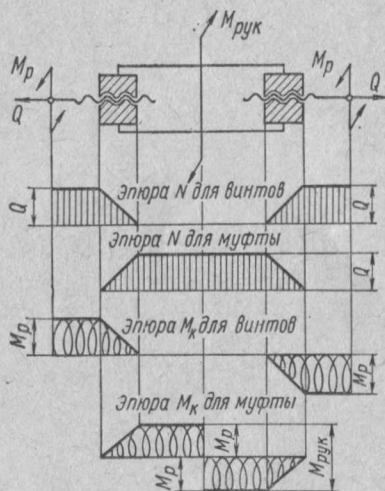


Рис. 5.11

5.21. Проверить прочность винтов стяжного устройства, рассмотренного в предыдущей задаче, учитывая, что винты, кроме растяжения и кручения, испытывают изгиб от усилия, приложенного к воротку, которым поворачивают муфту. Расчет выполнить по гипотезе энергии формоизменения. Материал винтов — сталь Ст3 ($\sigma_T = 240 \text{ Н/мм}^2$); требуемый коэффициент запаса прочности $[n] = 2,5$. Принять, что усилие, изгибающее каждый из винтов, равно 100 Н ; винт при определении напряжений изгиба рассматривать как балку длиной $l = 200 \text{ мм}$, защемленную одним концом.

Ответ. $n \approx 0,75 [n]$.

5.22. Для натяжения троса служит стяжная муфта (рис. 5.12), винты имеют правую и левую резьбу М30. Материал винтов и муфты — сталь Ст4 ($\sigma_T = 260 \text{ Н/мм}^2$). Коэффициент трения в резьбе $f = 0,18$. Муфту затягивают ключом с рукояткой длиной $L = 800 \text{ мм}$. Усилие рабочего на рукоятке $P_p = 300 \text{ Н}$. Предполагая, что трос не скручивается, определить, пользуясь гипотезой энергии формоизменения, коэффициент запаса прочности для опасных сечений

винтов и для сечения А — А муфты. Предварительно построить эпюры продольных сил и крутящих моментов для винтов и муфты.

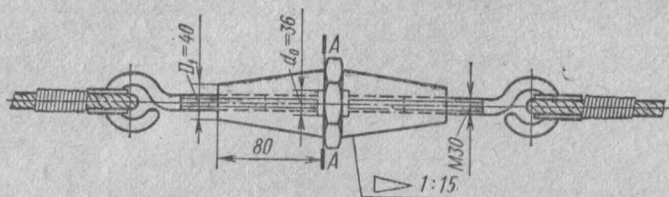


Рис. 5.12

Ответ. Для винтов $n_v = 2,85$; для муфты $n_m = 10,4$.

5.23. Стальная штанга соединена с деревянным брусом четырьмя болтами и нагружена растягивающей силой $P = 2,5$ кН (рис. 5.13). Материал болтов и штанги — сталь Ст3. Коэффициент трения между штангой и брусом $f = 0,3$. Допускаемое напряжение на смятие для дерева $[\sigma]_{см} = 6,0$ Н/мм². Расстояние между болтами $a = 3d$, где d — диаметр болта. Определить диаметр болтов и размеры штанги $d_{шт}$, b и δ .

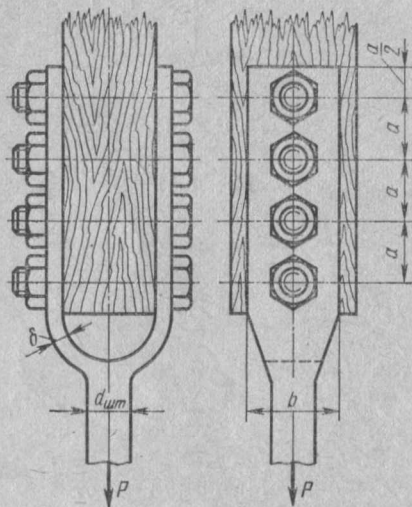


Рис. 5.13

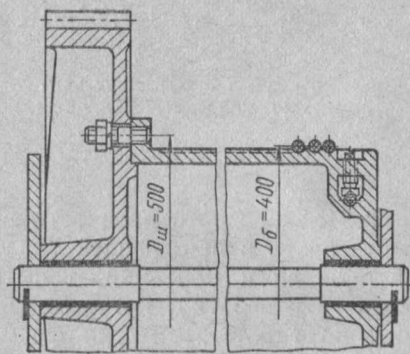


Рис. 5.14

5.24. Момент от зубчатого колеса передается барабану грузоподъемной машины за счет сил трения, вызванных затяжкой шести шпилек (рис. 5.14). Определить требуемый диаметр шпилек, имеющих метрическую резьбу с крупным шагом. Усилие в тросе, навиваемом на барабан, $Q_t = 10$ кН; материал шпилек — сталь Ст3; коэффициент трения между колесом и барабаном $f = 0,12$.

Указание. При расчете принять момент сил трения на 20% больше момента от усилия в канате. Считать, что затяжка шпилек не контролируемая; использовать данные табл. П5.

Ответ. Шпильки с резьбой М20.

5.25. По данным предыдущей задачи определить диаметр d_0 болтов, устанавливаемых без зазора (рис. 5.15). Число болтов $z=3$; $[\tau]_{\text{ср}}=40 \text{ Н/мм}^2$.

Ответ. По расчету $d_0=9,23 \text{ мм}$, принимаем болты с резьбой М10, $d_0=11 \text{ мм}$.

5.26. На рис. 5.16 показана приводная установка, состоящая из электродвигателя и червячного редуктора, установленных на

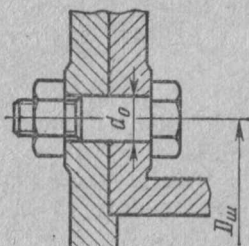


Рис. 5.15

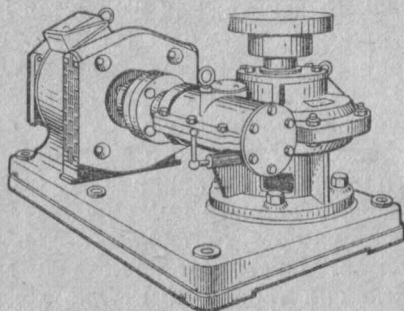


Рис. 5.16

общей чугунной плите. Определить диаметр болтов для крепления редуктора к плите. Момент сил трения, вызванных затяжкой болтов (в данном случае болты используются как винты), должен на 20% превышать момент $M=980 \text{ Н} \cdot \text{м}$, действующий на полумуфту, сидящую на вертикальном валу редуктора. Влияние момента, передаваемого от двигателя, не учитывать. Коэффициент трения между основанием редуктора и плитой $f=0,12$. Количество болтов $z=4$, материал — сталь Ст3. Центры болтов расположены на окружности диаметра $D_0=400 \text{ мм}$.

Ответ. Болты с резьбой М20 (при неконтролируемой затяжке).

5.27. Рычаг с грузом массой $m_{\text{гр}}=60 \text{ кг}$ крепится на валике посредством клеммового соединения (рис. 5.17).

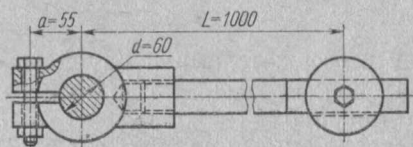


Рис. 5.17

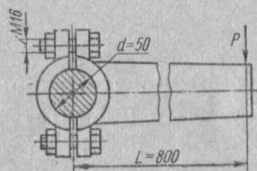


Рис. 5.18

Определить требуемый диаметр болтов, если коэффициент трения между валиком и ступицей рычага $f=0,15$; число болтов $z=2$; материал — сталь Ст3; затяжка неконтролируемая.

Указание. Момент сил трения должен быть на 20% больше момента от силы тяжести груза. Силы трения условно принять сосредоточенными в верхней и нижней точках контакта валика и ступицы клеммы.

Ответ. Болты с резьбой М20.

5.28. Для клеммового соединения (рис. 5.18) определить допустимое значение усилия P , приложенного к концу рычага. Коэффициент трения между валиком и ступицей рычага $f=0,18$; число болтов $z=2$; болты из стали А12; затяжка неконтролируемая. Учесть указание к задаче 5.27. Использовать данные табл. П5.

Ответ. 150 Н.

5.29. Выяснить, как изменится результат решения задачи 5.28, если принять, что силы трения равномерно распределены по всей поверхности соприкосновения втулки клеммы и валика. Разрез втулки не учитывать — рассматривать поверхность контакта как полную цилиндрическую.

5.30. Ось 1 ходового колеса грузоподъемного крана удерживается от проворачивания двумя оседержателями 2 и 3 (рис. 5.19, а). Определить диаметр болтов оседержателей, если болты не должны работать на срез. Материал болтов — сталь Ст3; затяжка неконтролируемая. Проворачивание оси может произойти от действия момента сил трения во втулке ходового колеса $M_{тр}=50 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

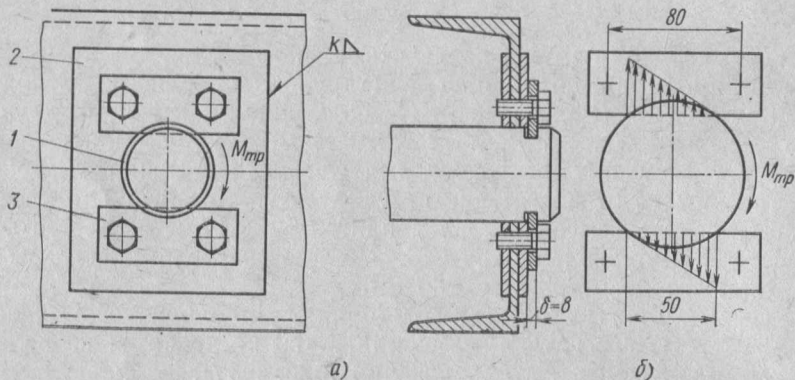


Рис. 5.19

Коэффициент трения между оседержателями и рамой $f=0,16$. При расчете принять, что давление, передаваемое от оси на оседержатели, распределено по линейному закону (рис. 5.19, б). Определить наибольшие напряжения смятия на поверхности соприкосновения оседержателя с осью.

Ответ. Болты с резьбой М20; $\sigma_{см \max}=15 \text{ Н/мм}^2$.

5.31. На рис. 5.20 показана упрощенная схема установки силовой шпильки в поршневом двигателе. Определить нормальные напряжения, возникающие в поперечных сечениях стальной шпильки ($E_{ст}=2,0 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$) и силуминовой трубки ($E_{сил}=0,72 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$) при повороте гайки на $1/6$ оборота.

Деформации нарезанных частей шпильки в пределах шайбы, гайки и детали, в которую ввернута шпилька, не учитывать.

Податливость шпильки определять, считая ее диаметр по всей длине постоянным — $d = 20$ мм.

Ответ. $\sigma_{шп} = 156$ Н/мм² (по внутреннему диаметру резьбы); $\sigma_{тр} = 20,3$ Н/мм².

5.32*. Болт с эксцентричной головкой (рис. 5.21) имеет резьбу М24. Определить, при каком усилии затяжки V эквивалентное напряжение для опасной точки стержня болта будет равно допускаемому $[\sigma]_p = 120$ Н/мм². Эксцентриситет $e = 0,7d$. Коэффициент трения в резьбе $f = 0,15$. При расчете использовать гипотезу энергии формоизменения. Сравнить полученное значение V с допустимым для болта того же диаметра, имеющего центральную головку.

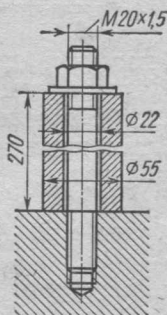


Рис. 5.20

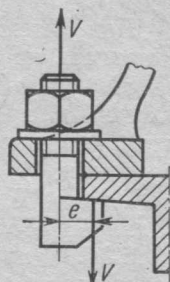


Рис. 5.21

Решение.

Эквивалентное напряжение при работе стержня болта на одновременное действие растяжения, изгиба и кручения

$$\sigma_{эВ} = \sqrt{(\sigma_p + \sigma_{из})^2 + 3\tau_k^2}.$$

Напряжение от растяжения

$$\sigma_p = \frac{V}{F} = \frac{V}{324} = 3,09 \cdot 10^{-3} V.$$

Напряжение от изгиба в опасной точке поперечного сечения

$$\sigma_{из} = \frac{M}{W} = \frac{Ve}{\frac{\pi d_{ном}^3}{32}} = \frac{V \cdot 0,7 \cdot 24}{\frac{3,14 \cdot 20,32^3}{32}} = 20,4 \cdot 10^{-3} V;$$

здесь

$$d_{ном} = d - 1,226 S = 24 - 1,226 \cdot 3 = 20,32 \text{ мм}$$

(см. примечание к табл. ПЗ).

Напряжение от кручения в опасной точке поперечного сечения

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_p} = \frac{M_k}{\frac{\pi d_{ном}^3}{16}} = \frac{V \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho')}{\frac{\pi d_{ном}^3}{16}} = \frac{V \frac{22,05}{2} \operatorname{tg}(2^\circ 29' + 9^\circ 48')}{\frac{3,14 \cdot 20,32^3}{16}} = 1,44 \cdot 10^{-3} V,$$

где

$$d_2 = 22,05 \text{ мм};$$

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi d_2} = \frac{3}{3,14 \cdot 22,05} = \operatorname{arctg} 0,0433 = 2^\circ 29';$$

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{\cos 30^\circ} = \operatorname{arctg} 0,173 = 9^\circ 48'.$$

Подставляя значения напряжений в формулу для $\sigma_{эВ}$ и приравнявая его $[\sigma]_p$, получаем

$$\sigma_{эВ} = V \cdot 10^{-3} \sqrt{(3,09 + 20,4)^2 + 3 \cdot 1,44^2} = 120 \text{ Н/мм}^2,$$

откуда

$$[V] = 5,08 \cdot 10^3 \text{ Н} = 5,08 \text{ кН.}$$

Для болта с центральным нагружением $\sigma_H = 0$

$$\sigma_{\theta V} = V 10^{-3} \sqrt{3,09^2 + 3 \cdot 1,44^2} = 3,96 \cdot 10^{-3} V = 120 \text{ Н/мм}^2,$$

откуда

$$[V] = \frac{120 \cdot 10^3}{3,96} = 30,3 \cdot 10^3 \text{ Н} = 30,3 \text{ кН.}$$

Допускаемая нагрузка для болта с эксцентричной головкой оказалась на 83% ниже, чем для центрально нагруженного болта.

5.33. Для болтов с эксцентричной и с центральной головками указать в процентах погрешность, которая была бы допущена при решении предыдущей задачи, если пренебречь влиянием кручения.

Ответ. Для болта с эксцентричной головкой 0,98%, с центральной головкой 30%.

5.34. Для болта с резьбой М24, имеющего эксцентричную головку, исследовать влияние величины эксцентриситета на относительную погрешность, получающуюся при определении допускаемой осевой нагрузки без учета кручения. Построить соответствующий график, откладывая по оси абсцисс значения эксцентриситета (от $0,05d$ до $0,8d$ через $0,05d$), а по оси ординат погрешность в величине $[V]$ в процентах. Использовать решение задачи 5.32.

5.35. Болт с резьбой М27 (см. рис. 5.9) затянут с силой $V = 30 \text{ кН}$. В результате неточности изготовления центр тяжести опорной поверхности головки смещен от оси стержня на 2 мм. Насколько (в процентах) наибольшие нормальные напряжения в поперечном сечении этого болта выше, чем у болта, изготовленного точно.

Ответ. \sim на 70%.

5.36. На рис. 5.22 показан черный болт с квадратной обыкновенной головкой. Перед установкой часть головки болта спилили, как показано на чертеже тонкой линией. Определить, во

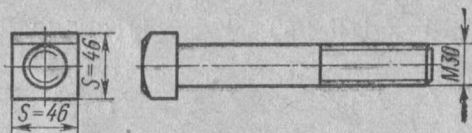


Рис. 5.22

сколько раз возрастут наибольшие нормальные напряжения в поперечном сечении болта от изменения формы головки. Учесть, что диаметр отверстия под болт $d_0 = 31 \text{ мм}$.

Ответ. $\sim 3,2$.

5.37*. В отверстие весьма жесткой детали 1 вставлен болт, на который надета скоба 2, которую также можно считать недеформируемой; между деталью 1 и скобой имеется упругая про-

кладка 3 (рис. 5.23, а). Болт затянут с усилием V_0 (сила предварительной затяжки). После затяжки болта к скобе прикладывают

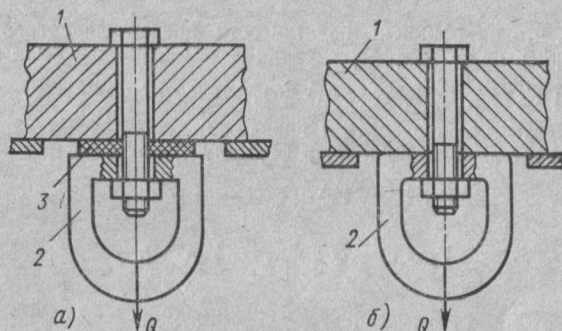


Рис. 5.23

нагрузку Q . Определить усилие, растягивающее болт после приложения силы Q . Решить ту же задачу для случая отсутствия прокладки (рис. 5.23, б)¹.

Решение.

В результате предварительной затяжки болт растянут, а прокладка сжата одной и той же силой V_0 . После приложения силы Q болт дополнительно деформируется (удлинится), а деформация (сжатие) прокладки уменьшается. Дополнительное удлинение болта равно уменьшению сжатия прокладки:

$$\Delta l_{\text{б доп}} = |\Delta l_{\text{п доп}}|. \quad (1)$$

После приложения силы Q прокладка сжата усилием $V_1 < V_0$, эта же сила является реакцией прокладки на болт. Таким образом, на болт действует усилие

$$Q_1 = Q + V_1.$$

Для определения величин V_1 и Q_1 используем записанное выше уравнение перемещений. Дополнительное удлинение болта по формуле Гука выразим через приращение растягивающего усилия:

$$\Delta l_{\text{б доп}} = \frac{(V_1 + Q) - V_0}{E_{\text{б}} F_{\text{б}}} \cdot l_{\text{б}}. \quad (2)$$

Уменьшение сжатия прокладки, соответствующее уменьшению действующего на нее усилия,

$$|\Delta l_{\text{п доп}}| = \frac{(V_0 - V_1) l_{\text{п}}}{E_{\text{п}} F_{\text{п}}}. \quad (3)$$

Для сокращения записи обозначим коэффициент податливости болта

$$\delta_{\text{б}} = \frac{l_{\text{б}}}{E_{\text{б}} F_{\text{б}}};$$

¹ Рассмотрение этой задачи, имеющей несколько условный („академический“) характер, должно способствовать уяснению физической сущности работы предварительно затянутых болтов, нагружаемых затем внешней силой (в частности, болты прочно-плотных соединений), и лучшему усвоению методики их расчета.

коэффициент податливости прокладки

$$\delta_n = \frac{l_n}{E_n F_n}.$$

Напомним, что коэффициент податливости представляет собой удлинение (укорочение) бруса от силы, равной единице силы. Можно было ввести величины $C_6 = \frac{1}{\delta_6}$; $C_n = \frac{1}{\delta_n}$, называемые коэффициентами жесткости (или просто жесткостями) соответственно болта и прокладки.

Подставляя выражения (2) и (3) в формулу (1), получаем

$$(V_1 + Q - V_0) \delta_6 = (V_0 - V_1) \delta_n, \quad (4)$$

откуда

$$V_1 = V_0 - Q \frac{\delta_6}{\delta_6 + \delta_n} = V_0 - \nu Q, \quad (5)$$

где

$$\nu = \frac{\delta_6}{\delta_6 + \delta_n}.$$

Осевая нагрузка болта

$$Q_1 = Q + V_1 = Q + V_0 - \nu Q; \quad (6)$$

обозначая $\chi = (1 - \nu) = 1 - \frac{\delta_6}{\delta_6 + \delta_n} = \frac{\delta_n}{\delta_6 + \delta_n}$, имеем

$$Q_1 = V_0 + \chi Q. \quad (6a)$$

Величину χ называют коэффициентом основной нагрузки. Так как $\chi < 1$, то усилие, растягивающее болт при совместном действии предварительной затяжки V_0 и последующего нагружения силой Q , меньше суммы $V_0 + Q$.

На рис. 5.24 показаны графики зависимости Q_1/V_0 от Q/V_0 при различных соотношениях жесткостей болта и прокладки. Необходимо иметь в виду, что уравнения (6) и (6a) верны, пока остаточная затяжка $V_1 \geq 0$.

Из уравнения (5) получаем, что $V_1 \geq 0$ при соблюдении неравенства

$$V_0 \geq \nu Q = (1 - \chi) Q. \quad (7)$$

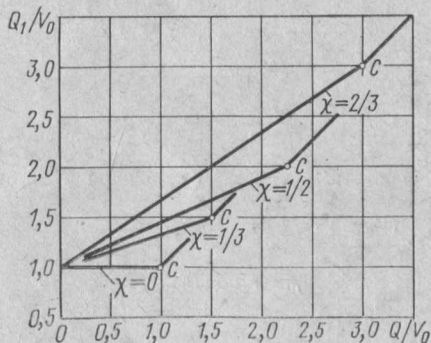


Рис. 5.24

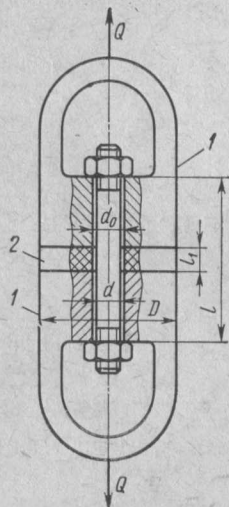


Рис. 5.25

Неравенство (7) определяет минимально допустимую величину предварительной затяжки, обеспечивающую нераскрытие стыка. Если $(1 - \chi) Q > V_0$, то болт растягивается силой Q , а прокладка полностью разгружается. На

графиках точки C соответствуют нагрузкам, вызывающим раскрытие стыка. При большей нагрузке график — прямая, составляющая с осью абсцисс угол 45° .

В случае жесткого стыка, т. е. при отсутствии упругой прокладки (рис. 5.23, б), $\nu = 1$ ($\chi = 0$) и минимальная предварительная затяжка $V_{0 \min} = Q$. При этом $Q_1 = V_0$ до раскрытия стыка, а при $Q > V_{0 \min}$ $Q_1 = Q$ (рис. 5.24).

Из приведенного анализа видно, что наличие упругой прокладки уменьшает величину требуемого усилия предварительной затяжки (ν — правильная дробь):

$$V_{0 \min} = \nu Q = (1 - \chi) Q,$$

практически принимают $V_0 = k V_{0 \min} = k (1 - \chi) Q$, где k — коэффициент запаса затяжки (или сокращенно — коэффициент затяжки).

При постоянной внешней нагрузке принимают $k = 1,3 \div 1,5$; при переменной нагрузке $k = 1,5 \div 4,0$.

5.38*. По данным решения предыдущей задачи составить расчетное уравнение для определения диаметра болта, приближенно учитывая его работу не только на растяжение, но и на кручение. Рассмотреть два случая:

- 1) болт затягивается только предварительно;
- 2) под полной рабочей нагрузкой затягивается дополнительно.

Решение.

Принимаем

$$V_0 = k V_{0 \min},$$

получаем

$$V_0 = k (1 - \chi) Q$$

и

$$Q_1 = V_0 + \chi Q = k (1 - \chi) Q + \chi Q = Q [k - \chi (k - 1)].$$

Влияние кручения при расчете затянутых болтов обычно учитывают, увеличивая растягивающее усилие в 1,3 раза. В первом случае величина крутящего момента пропорциональна V_0 , а во втором случае пропорциональна Q_1 . Соответственно для составления расчетной формулы относим в первом случае множитель 1,3 к V_0 , а во втором случае к Q_1 .

Расчетная формула для случая, когда подтяжка болта под нагрузкой не производится:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1,3k (1 - \chi) Q + \chi Q}{F} \leq [\sigma]_p.$$

При дополнительной затяжке болта под полной рабочей нагрузкой

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1,3Q [k - \chi (k - 1)]}{F} \leq [\sigma]_p.$$

5.39. Два жестких фланца I (рис. 5.25) и упругая прокладка 2 стянуты болтом с резьбой М20. После затяжки болта конструкция нагружается силой $Q = 20$ кН. Проверить прочность болта, если $[\sigma]_p = 130$ Н/мм². Предварительная затяжка болта на 40% больше минимально необходимой; под нагрузкой болт не затягивают. Модуль упругости материала болта $E_b = 2,0 \cdot 10^5$ Н/мм², материала прокладки $E_n = 4,0 \cdot 10^2$ Н/мм²; $d_0 = 22$ мм; $l = 100$ мм; $l_1 = 10$ мм; $D = 100$ мм. При определении коэффициента податливости болта считать его диаметр постоянным $d = 20$ мм и расчетную длину равной l .

Ответ. Расчетные напряжения $\sigma_{\text{экв}} \approx 0,86 [\sigma]_p$ (см. решение задач 5.37 и 5.38).

5.40. Весьма жесткая обойма состоит из двух половин, стянутых шестью болтами из стали Ст3 ($[\sigma]_p = 125 \text{ Н/мм}^2$). В обойме прессуется пластмасса (рис. 5.26), коэффициент Пуассона которой $\mu = 0,4$. Сила, сжимающая пластмассу в осевом направлении, $Q = 100 \text{ кН}$. Определить диаметр болтов, пренебрегая деформацией обоймы. Усилие предварительной затяжки болтов принять на 35% выше минимально необходимого. Под нагрузкой болты не подтягивают.

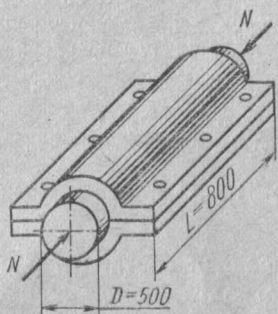


Рис. 5.26

Ответ. Болты с резьбой М27.

5.41. Тонкостенный цилиндрический сосуд из алюминиевого сплава ($E_{\text{ал}} = 0,70 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$) закрыт крышкой из того же материала, прикрепленной к фланцам сосуда шестнадцатью болтами М14 (рис. 5.27). Допускаемое напряжение для материала сосуда $[\sigma_{\text{ал}}] = 80 \text{ Н/мм}^2$. Определить допускаемую величину внутреннего давления p в сосуде, исходя из прочности его стенок и прочности болтов (расчет вести по гипотезе наибольших касательных напряжений). Материал бол-

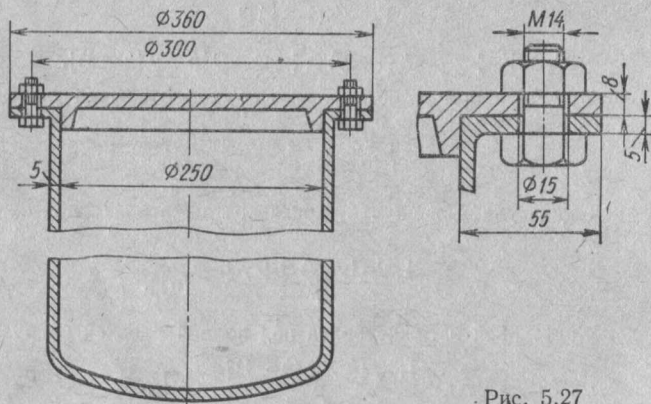


Рис. 5.27

тов — сталь Ст3; $[\sigma]_p = 125 \text{ Н/мм}^2$. Предварительная затяжка болтов на 40% выше минимально необходимой. После нагружения болты не затягивают.

Указание. Коэффициент податливости каждой из стягиваемых деталей определять по формуле $\delta_d = \frac{h}{E_{\text{ал}} b t}$, где b — ширина поверхности стыка; t — шаг болтов; h — толщина детали (крышки или фланца).

Ответ. По условию прочности сосуда $[p] = 3,2 \text{ Н/мм}^2$, по условию прочности болтов $[p] = 2,47 \text{ Н/мм}^2$.

5.42. Болты, стягивающие разрезную втулку маховика (рис. 5.28), нагревают, затем вводят в отверстия и заворачивают гайки до соприкосновения с фланцами (не затягивая). При остывании болты стягивают втулку („тепловая затяжка“). Определить, до какой температуры t° нужно нагреть болты, если усилие затяжки должно быть равно 50 кН, а температура окружающего воздуха составляет 20°C . Принять, что в процессе сборки болты охлаждаются на 25°C . Фланцы втулки считать недеформируемыми и их нагрев не учитывать. Коэффициент линейного расширения материала болтов $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$; $E = 2,0 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$. Болт рассматривать как брус постоянного сечения $d = 30 \text{ мм}$.

Ответ. $t^\circ = 75^\circ\text{C}$.

5.43. Решить предыдущую задачу с учетом деформации фланцев втулки. Материал фланцев — чугун ($E = 1,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$). Деформируемую часть фланцев условно можно принять за полый цилиндр наружным диаметром $D = 65 \text{ мм}$ и внутренним, равным d_0 .

Ответ. $\sim 90^\circ\text{C}$.

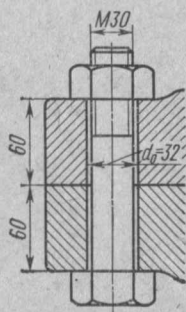


Рис. 5.28

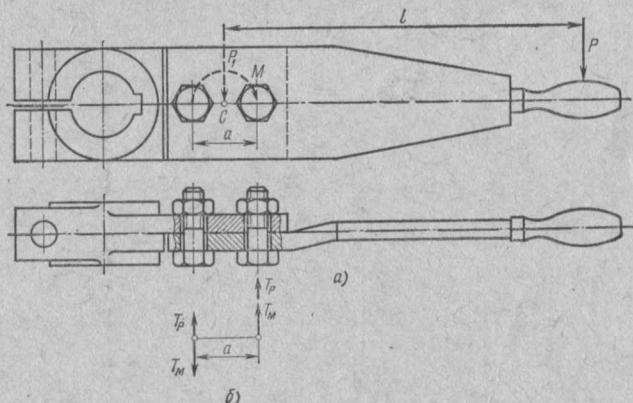


Рис. 5.29

5.44*. Определить требуемые усилия затяжки болтов для двух вариантов крепления рычага к головке клеммы¹ (рис. 5.29, а и 5.30, а).

Решение.

Силу P , действующую на рычаг, приводим (по правилам статики) к центру тяжести болтового соединения (точке C), как показано на рис. 5.29, а. В результате получаем силу $P_1 = P$ и момент $M = Pl$ (в плоскости стыка). Сила и момент должны быть уравновешены силами трения, вызванными затяж-

¹ Задачи 5.44, 5.46 и 5.47 составил И. М. Чернин.

кой болтов. Условно примем, что точки приложения равнодействующих сил трения совпадают с центрами тяжести болтовых отверстий рычага. Действие силы P_1 и момента рассматриваем раздельно. Сила P_1 уравнивается силами T_p , каждая из которых равна $0,5P_1 = 0,5P$ (рис. 5.29, б). Момент M уравнивается моментом пар сил T_M (см. рис. 5.29, б):

$$M = Pl = T_M a,$$

откуда

$$T_M = \frac{Pl}{a}.$$

Наибольшая сила трения

$$T_{\max} = T_p + T_M = \frac{P}{2} + \frac{Pl}{a} = \frac{P}{2a}(a + 2l)$$

должна быть обеспечена затяжкой правого болта; с учетом увеличения затяжки на 20% по сравнению с минимально необходимой имеем

$$V = 1,2 \frac{T_{\max}}{f} = \frac{1,2P(a + 2l)}{2fa}.$$

Расчет на прочность надо выполнить для более нагруженного правого болта; второй (левый) болт следует принять такого же диаметра, как и первый (правый).

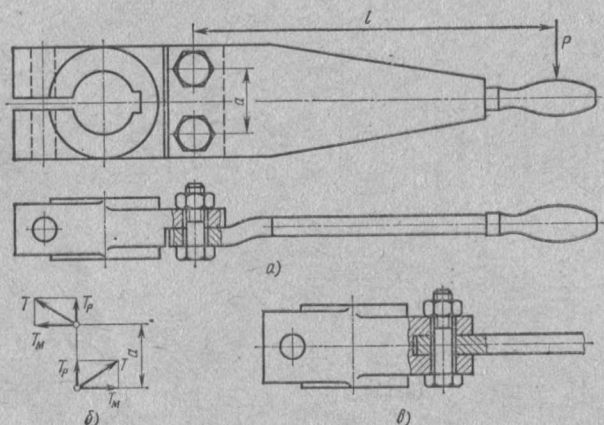


Рис. 5.30

Для схемы по рис. 5.30, а силы трения, уравнивающие сдвигающую силу P и момент $M = Pl$, показаны на рис. 5.30, б. Приведение силы P к центру тяжести соединения не показано. По-прежнему

$$T_p = \frac{1}{2} P;$$

$$T_M = P \frac{l}{a},$$

но в этом случае силы T_M направлены горизонтально.

Суммарные силы трения

$$T = \sqrt{T_p^2 + T_M^2} = \frac{P}{2a} \sqrt{a^2 + 4l^2}$$

для обоих болтов одинаковы, а следовательно, и величины затяжки этих болтов также одинаковы:

$$V = \frac{1,2P \sqrt{a^2 + 4l^2}}{2fa}.$$

Для второго случая величина V меньше, чем для первого: $(a + 2l) > \sqrt{a^2 + 4l^2}$.

На рис. 5.30, в изображен вариант соединения, отличающийся от показанного на рис. 5.30, а тем, что здесь соприкосновение между рычагом и головкой клеммы происходит не по одной, а по двум плоскостям. Определить, как при такой конструкции изменится требуемое усилие затяжки болта.

5.45. Определить диаметр болтов, крепящих приставную часть рукоятки рычага управления (рис. 5.31), если момент сил трения, вызванных затяжкой болтов, должен быть на 20% больше мо-

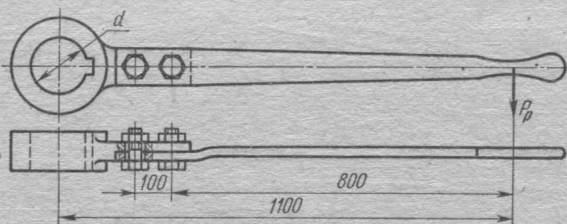


Рис. 5.31

мента от усилия рабочего $P_p = 200$ Н. Материал болтов — сталь Ст3; коэффициент трения на поверхности стыка $f = 0,12$. Воспользоваться данными табл. П5.

Ответ. Болты с резьбой М22.

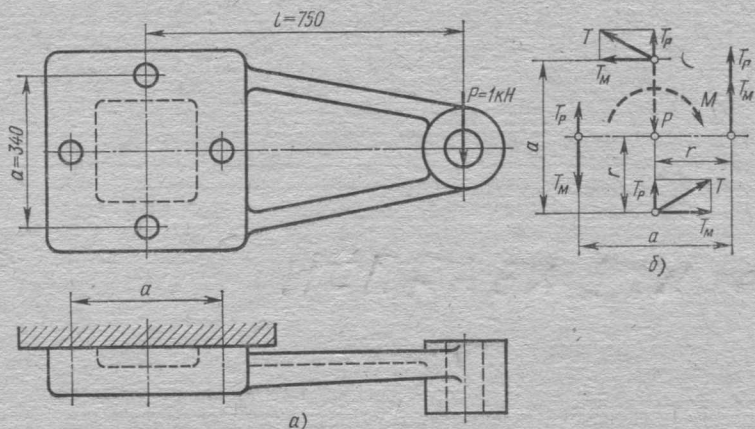
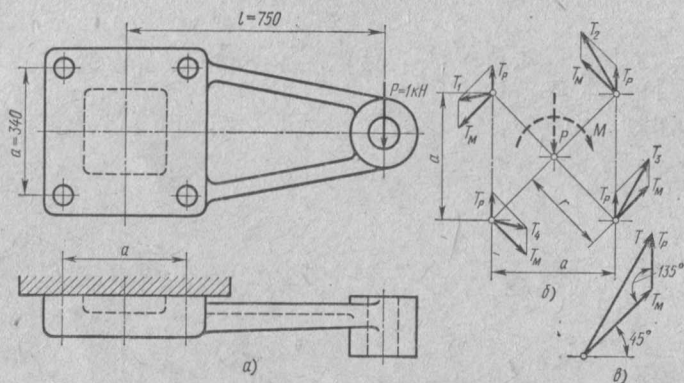


Рис. 5.32

5.46. Кронштейн крепится к колонне четырьмя болтами, поставленными в отверстия с зазором. Для каждого из вариантов конструкции (рис. 5.32, а и 5.33, а) определить диаметры болтов.

Материал болтов — сталь Ст3; затяжка болтов не контролируется. Коэффициент трения на стыке $f = 0,15$.

У к а з а н и е. На рис. 5.32, б для первого варианта конструкции показано приведение силы P к центру тяжести стыка и направления сил трения, уравновешивающих сдвигающую силу и вращающий момент. То же для второго варианта конструкции дано на рис. 5.33, б; кроме того, на рис. 5.33, в показано суммирование сил трения для болта, затяжка которого должна быть максимальной.



По условию нераскрытия стыка

$$\sigma_{\min} \geq 0,$$

т. е. в данном случае

$$\sigma_V \geq \sigma_M.$$

С учетом запаса по нераскрытию стыка

$$\sigma_V = K_{\text{ст}} \sigma_M.$$

Приняв $K_{\text{ст}} = 2$ (обычно принимают $K_{\text{ст}} = 1,3 \div 2$), получим

$$\sigma_V = 2 \frac{M}{b^2 h} = 2 \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 100}{\frac{340^2 \cdot 100}{6}} = 1,04 \text{ Н/мм}^2.$$

Сила затяжки болта

$$V = \frac{\sigma_V b h}{2} = \frac{1,04 \cdot 340 \cdot 100}{2} = 17,63 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Проверяем достаточность затяжки болтов по условию отсутствия сдвига подшипника; при этом считаем, что сила трения, вызванная затяжкой болтов, должна быть на 20% больше минимально необходимой, т. е.

$$T = 2Vf \geq 1,2Q,$$

или

$$2 \cdot 17,63 \cdot 0,35 = 12,35 \text{ кН};$$

$$1,2Q = 1,2 \cdot 10 = 12 \text{ кН}.$$

Неравенство выполняется.

Максимальные напряжения смятия (возникающие на левой кромке стыка) должны быть не выше $[\sigma]_{\text{см}} = 2,0 \text{ Н/мм}^2$ (допускаемое напряжение смятия для бетона):

$$\sigma_{\max} = \sigma_V + \sigma_M = \sigma_V + 0,5\sigma_V = 1,04 + 0,5 \cdot 1,04 = 1,56 \text{ Н/мм}^2;$$

это условие также удовлетворяется.

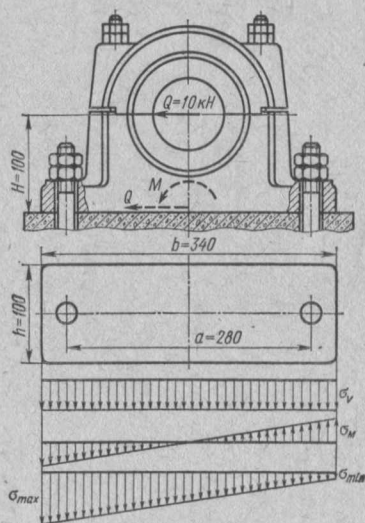


Рис. 5.34

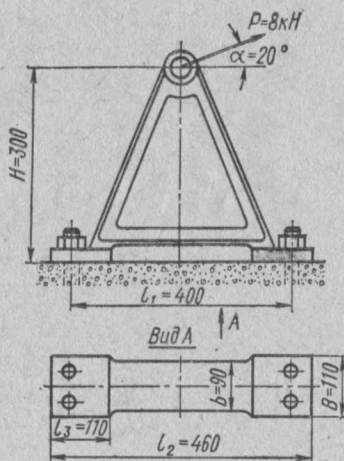


Рис. 5.35

Наиболее нагружен правый болт, воспринимающий внешнюю растягивающую нагрузку от действия момента:

$$Q_1 = \frac{M}{a} = \frac{QH}{a} = \frac{10 \cdot 100}{280} = 3,57 \text{ кН.}$$

Учитывая массивность основания, на котором установлен подшипник, принимаем коэффициент внешней нагрузки $\chi = 0,15$ (см. решение задачи 5.37*), тогда суммарная осевая нагрузка правого болта

$$Q_p = V + \chi Q_1 = 17,63 + 0,15 \cdot 3,57 \approx 18,2 \text{ кН.}$$

По табл. П5 (предполагаем, что затяжка болтов не контролируется) устанавливаем, что такая нагрузка допустима для болта с резьбой М22.

5.48. Стойка, нагруженная, как показано на рис. 5.35, крепится к бетонному основанию четырьмя болтами из стали Ст3. Определить требуемый диаметр болтов. Принять, что затяжка болтов не контролируется. Коэффициент трения стойки о бетон $f = 0,3$. Для бетона $[\sigma]_{\text{см}} = 1,8 \text{ Н/мм}^2$. Коэффициенты запаса по отсутствию сдвига и нераскрытию стыка принять соответственно $K_{\text{ст}} = 1,5$; $K_{\text{сд}} = 1,2$ (см. решение задачи 5.47*). Коэффициент основной нагрузки $\chi = 0,15$ (см. решение задачи 5.37*).

Ответ. Болты с резьбой М16.

5.49*. Проверить прочность шпилечного крепления крышки к цилиндру высокого давления судовой паровой машины (рис. 5.36)¹. Материал шпилек — сталь 45 ($E_c = 2,0 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$); число шпилек $z = 24$. Наибольшее давление пара в цилиндре

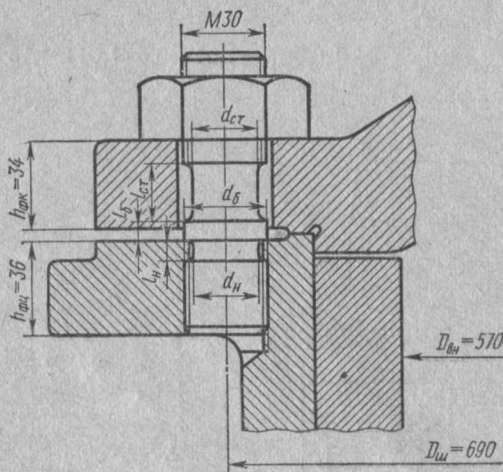


Рис. 5.36

$p_{\text{max}} = 1,32 \text{ Н/мм}^2$, наименьшее $p_{\text{min}} = 0,26 \text{ Н/мм}^2$. Материал цилиндра и крышки — чугун ($E_{\text{ч}} = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$).

¹ Пример выполнен по материалам учебного пособия [11].

Решение.

А. Расчет шпилек на статическую прочность¹.

1. Величина предварительной затяжки шпилек

$$V_0 = k(1 - \chi) P_{\max},$$

где k — коэффициент запаса затяжки (учитывая переменную нагрузку, принимаем $k=3,0$).

Внешняя нагрузка, приходящаяся на одну шпильку при максимальном давлении пара в цилиндре,

$$P_{\max} = p_{\max} \frac{\pi D_{\text{вн}}^2}{z} = 1,32 \frac{3,14 \cdot 570^2}{4 \cdot 24} = 14,02 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Коэффициент основной нагрузки

$$\chi = \frac{\delta_d}{\delta_{\text{ш}} + \delta_d},$$

где δ_d — коэффициент податливости соединяемых деталей (фланца цилиндра и крышки);

$\delta_{\text{ш}}$ — коэффициент податливости шпильки.

Коэффициент податливости шпильки

$$\delta_{\text{ш}} = \frac{1}{E_c} \left(\frac{l_1}{F_{\text{ш1}}} + \frac{l_2}{F_{\text{ш2}}} + \dots + \frac{l_n}{F_{\text{шn}}} \right),$$

где l_i и $F_{\text{ш}i}$ — длины и площади поперечных сечений отдельных участков шпильки (рис. 5.37). Деформацию части шпильки, находящейся внутри гайки, не учитываем. При подсчете податливости нарезанной части шпильки, ввернутой во фланец цилиндра, учитываем $\frac{1}{3}$ длины этой части. При подсчете коэффициентов податливости нарезанных частей шпильки площадь сечения определяем по среднему диаметру резьбы.

Податливость верхней нарезанной части длиной

$$l_{\text{вн}} \approx h_{\text{фк}} - l_{\text{ст}} = 34 - 26 = 8 \text{ мм}$$

(см. рис. 5.36);

$$\delta_{\text{ш1}} = \frac{l_{\text{вн}}}{E_c \frac{\pi}{4} d_2^2} = \frac{8}{2,0 \cdot 10^5 \cdot 0,785 \cdot 27,7^2} = 66,4 \cdot 10^{-9} \text{ мм/Н.}$$

Податливость стержня шпильки

$$\delta_{\text{ш2}} = \frac{l_{\text{ст}}}{E_c \frac{\pi}{4} d_{\text{ст}}^2} = \frac{26}{2,0 \cdot 10^5 \cdot 0,785 \cdot 23^2} = 313 \cdot 10^{-9} \text{ мм/Н.}$$

Податливость бурта шпильки

$$\delta_{\text{ш3}} = \frac{l_6}{E_c \frac{\pi}{4} d_6^2} = \frac{6}{2,0 \cdot 10^5 \cdot 0,785 \cdot 30^2} = 42,4 \cdot 10^{-9} \text{ мм/Н.}$$

Податливость участка надреза

$$\delta_{\text{ш4}} = \frac{l_{\text{н}}}{E_c \frac{\pi}{4} d_{\text{н}}^2} = \frac{6}{2,0 \cdot 10^5 \cdot 0,785 \cdot 23^2} = 72,6 \cdot 10^{-9} \text{ мм/Н.}$$

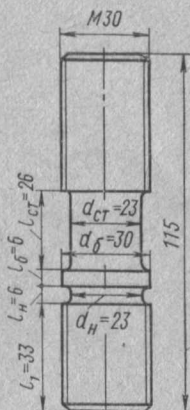


Рис. 5.37

¹ Предварительно рекомендуется разобрать решение задачи 5.37*.

Податливость (условная) нижней нарезанной части шпильки длиной

$$l_{н.н} = \frac{1}{3} l_1 = \frac{1}{3} \cdot 33 = 11 \text{ мм};$$

$$\delta_{ш5} = \frac{l_{н.н}}{E_c \frac{\pi}{4} d_2^3} = \frac{11}{2,0 \cdot 10^5 \cdot 0,785 \cdot 27,7^2} = 91,1 \cdot 10^{-9} \text{ мм/Н.}$$

Податливость шпильки

$$\delta_{ш} = (66,4 + 313 + 42,4 + 72,6 + 91,1) \cdot 10^{-9} = 586 \cdot 10^{-9} \text{ мм/Н.}$$

Податливость соединяемых деталей

$$\delta_d = \frac{1}{E_c} \left(\frac{h_{фк}}{F_{фк}} + \frac{h_{фц}}{F_{фц}} \right),$$

где $F_{фк}$ и $F_{фц}$ — расчетные площади сечений соединяемых деталей, учитываемые при определении податливостей.

Эти площади можно приближенно считать равными площадями поперечных сечений трубок наружным диаметром $S = 46$ мм (размер гайки под ключ) и внутренним $d = 30$ мм (диаметром отверстия в соединяемых деталях).

Различие диаметров отверстий во фланцах крышки и цилиндра не учитываем, принимаем их равными наружному диаметру шпильки. Подставив числовые значения, получим

$$F_{фк} = F_{фц} = F_d = \frac{3,14}{4} (46^2 - 30^2) = 956 \text{ мм}^2;$$

$$\delta_d = \frac{h_{фк} + h_{фц}}{E_c F_d} = \frac{34 + 36}{1,2 \cdot 10^5 \cdot 956} = 610 \cdot 10^{-9} \text{ мм/Н.}$$

Коэффициент основной нагрузки

$$\chi = \frac{\delta_d}{\delta_{ш} + \delta_d} = \frac{610 \cdot 10^{-9}}{586 \cdot 10^{-9} + 610 \cdot 10^{-9}} = 0,511.$$

Усилие затяжки

$$V_0 = k (1 - \chi) P_{\max} = 3,0 (1 - 0,511) \cdot 14,02 = 20,6 \text{ кН.}$$

2. Расчетная нагрузка шпильки с учетом возможности затяжки шпилек под полной нагрузкой (см. решение задачи 5.38*)

$$Q_p = 1,3 (V_0 + \chi P_{\max}) = 1,3 (20,6 + 0,511 \cdot 14,02) = 36,2 \text{ кН.}$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{Q_p}{F};$$

принимая по табл. ПЗ $F = 5,18 \text{ см}^2$, получаем

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{36,2 \cdot 10^3}{5,18 \cdot 10^2} = 70 \text{ Н/мм}^2.$$

Коэффициент запаса по отношению к пределу текучести (для стали 45 $\sigma_T = 290 \text{ Н/мм}^2$)

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{290}{70} = 4,14,$$

такой коэффициент запаса более чем достаточен (по данным, приведенным в книге [17], рекомендуется принимать $[n_T] = 1,5 \div 3,0$).

Б. Расчет шпилек на прочность с учетом переменности напряжений во времени.

Расчет выполнен по методу, изложенному в работе [17].

При расчете с учетом переменности напряжений влияние кручения не учитываем.

Коэффициент запаса прочности по амплитуде цикла

$$n_a = \frac{(\sigma_{-1k})_D - (\psi_\sigma)_D \sigma_{\text{зат}}}{[1 + (\psi_\sigma)_D] \sigma_a},$$

где $(\sigma_{-1k})_D = \frac{\sigma_{-1p} \varepsilon_\sigma}{k_\sigma}$ — предел выносливости шпильки при симметричном цикле осевого нагружения;

$k_\sigma = 3,9$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений;

$\varepsilon_\sigma = 0,86$ — масштабный фактор;

$\sigma_{-1p} = 210 \text{ Н/мм}^2$ — предел выносливости при симметричном цикле осевого нагружения для стали 45;

$$(\sigma_{-1k})_D = \frac{210 \cdot 0,86}{3,9} = 46,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Коэффициент

$$(\psi_\sigma)_D = \frac{\psi_\sigma}{k_\sigma} \varepsilon_\sigma = \frac{0,15}{3,9} \cdot 0,86 = 0,033,$$

где $\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} = 0,15$ (см. стр. 7).

Напряжение от затяжки

$$\sigma_{\text{зат}} = \frac{V_0}{F} = \frac{20,6 \cdot 10^3}{5,18 \cdot 10^2} = 39,9 \text{ Н/мм}^2.$$

Амплитуда цикла

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2},$$

где

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{V_0 + \chi P_{\text{max}}}{F} = \frac{(20,6 + 0,511 \cdot 14,02) \cdot 10^3}{5,18 \cdot 10^2} = 53,6 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{V_0 + \chi P_{\text{min}}}{F} = \frac{(20,6 + 0,511 \cdot 2,76) \cdot 10^3}{5,18 \cdot 10^2} = 42,5 \text{ Н/мм}^2;$$

здесь

$$P_{\text{min}} = \frac{\rho_{\text{min}}}{\rho_{\text{max}}} P_{\text{max}} = \frac{0,26}{1,32} 14,02 = 2,76 \text{ кН.}$$

Окончательно

$$\sigma_a = \frac{53,6 - 42,5}{2} = 5,55 \text{ Н/мм}^2$$

и

$$n_a = \frac{46,3 - 0,033 \cdot 39,9}{(1 + 0,033) \cdot 5,55} = 8,0.$$

Коэффициент запаса весьма высок, рекомендуемые значения

$$[n_a] = 2,5 \div 4,0.$$

Определяем коэффициент запаса по максимальным напряжениям:

$$n = \frac{2(\sigma_{-1k})_D + [1 - (\psi_\sigma)_D] \sigma_{\text{зат}}}{[1 + (\psi_\sigma)_D] \sigma_{\text{max}}} = \frac{2 \cdot 46,3 + (1 - 0,033) 39,9}{(1 + 0,033) \cdot 53,6} = 2,40;$$

рекомендуемые значения $[n] = 1,25 \div 2,5$, т. е. и этот коэффициент запаса достаточен.

5.50.** Определить диаметр болтов клеммового соединения, несущего на конце рычага груз массой $m_{\text{гр}}$. Болты имеют метрическую резьбу с крупным шагом; затяжка болтов не контролируется. Момент сил трения, вызванных затяжкой болтов, принять на 20% больше момента от силы тяжести груза.

Расчет выполнить в двух вариантах: а) нормальные силы взаимодействия между ступицей клеммы и валиком считать сосредоточенными в двух точках (на образующих поверхности контакта, перпендикулярных к осям болтов); б) нормальные силы считать распределенными равномерно по всей поверхности контакта (рассматривать эту поверхность как полную цилиндрическую — зазор между половинами ступицы клеммы не учитывать).

Для вариантов 1—15 (см. таблицу) конструкция клеммы по рис. 5.17; для вариантов 16—30 — по рис. 5.18.

Таблица данных к задаче 5.50 **

Вариант	$m_{\text{гр}}, \text{ кг}$	d	a	L	f	Число болтов z	Материал болтов — сталь	Вариант	$m_{\text{гр}}, \text{ кг}$	d	a	L	f	Число болтов z	Материал болтов — сталь
		мм								мм					
1	40	50	55	1000	0,12	2	Ст3	16	85	60	—	700	0,12	2	Ст3
2	50	60	55	950	0,14	2	Ст4	17	50	50	—	720	0,14	2	A12
3	45	50	50	900	0,15	1	Ст3	18	80	55	—	960	0,16	4	Ст4
4	30	45	50	900	0,16	1	Ст4	19	55	45	—	700	0,14	2	A12
5	35	45	50	1000	0,18	1	A12	20	75	60	—	600	0,13	2	35
6	55	55	60	800	0,17	2	35	21	90	70	—	750	0,15	4	45
7	60	60	55	750	0,13	2	45	22	70	55	—	580	0,17	2	45
8	70	60	60	650	0,12	2	35	23	65	45	—	1000	0,18	2	Ст3
9	65	55	65	800	0,14	2	45	24	45	40	—	1050	0,12	2	Ст4
10	80	65	70	800	0,16	2	Ст3	25	120	60	—	1100	0,15	4	A12
11	75	65	70	820	0,15	2	Ст4	26	130	65	—	780	0,14	4	35
12	85	70	70	780	0,18	2	A12	27	70	50	—	620	0,12	2	35
13	35	40	50	700	0,13	1	45	28	85	60	—	820	0,13	4	A12
14	40	40	45	650	0,15	1	Ст4	29	60	50	—	570	0,17	2	Ст3
15	45	45	50	550	0,17	1	A12	30	50	55	—	550	0,18	2	45
													0,15		Ст4

Прочность и износостойкость резьбы

5.51*. В поперечном сечении болта (по внутреннему диаметру резьбы) с резьбой М30 от затяжки возникает напряжение $\sigma = 120 \text{ Н/мм}^2$. Определить условные (расчетные) напряжения среза и смятия для резьбы болта и гайки.

Решение.

Условный расчет резьб основан на предпосылке о равномерном распределении усилия по виткам резьбы.

Усилие затяжки (при расчетной площади сечения болта $F = 5,18 \text{ см}^2$ — см. табл. ПЗ)

$$V = \sigma F = 120 \cdot 5,18 \cdot 10^2 = 62,1 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{V}{\frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) \frac{H}{S}}$$

Здесь $H = 24 \text{ мм}$ — высота гайки; $d = 30 \text{ мм}$; $d_1 = 26,2 \text{ мм}$; $S = 3,5 \text{ мм}$ (значения d , d_1 и S по табл. ПЗ). Подставив числовые значения, получим

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{62,1 \cdot 10^3}{\frac{3,14}{4} (30^2 - 26,2^2) \frac{24}{3,5}} = 52,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Напряжения среза резьбы винта (при коэффициенте полноты резьбы $k_b = 0,75$)

$$\tau_b = \frac{V}{\pi d_1 k_b H} = \frac{62,1 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 26,2 \cdot 0,75 \cdot 24} = 42,0 \text{ Н/мм}^2.$$

Напряжения среза резьбы гайки (при коэффициенте полноты резьбы $k_r = 0,88$)

$$\tau_r = \frac{V}{\pi d k_r H} = \frac{62,1 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 30 \cdot 0,88 \cdot 24} = 28,6 \text{ Н/мм}^2.$$

5.52. Из условия равнопрочности стержня болта на растяжение и резьбы на срез определить высоту H стальной гайки для болта с резьбой М24. Допускаемое напряжение для стержня болта на растяжение $[\sigma]_p$, для резьбы на срез $[\tau]_{\text{ср}} = 0,6 [\sigma]_p$.

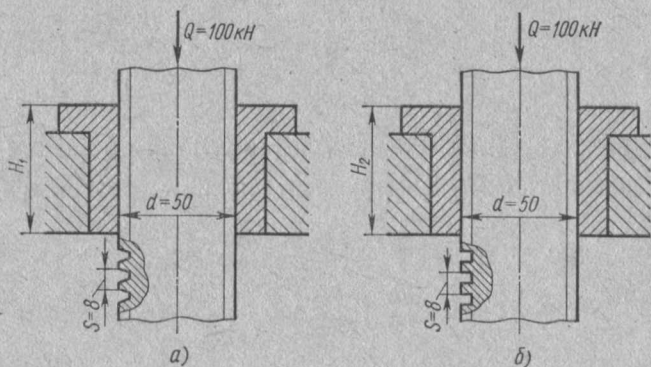


Рис. 5.38

Распределение усилия по виткам резьбы гайки считать равномерным, коэффициент полноты резьбы винта $k_b \approx 0,75$. Какова высота стандартной шестигранной гайки нормальной точности?

Ответ. $H = 11 \text{ мм}$; высота стандартной гайки 19 мм.

5.53. Определить высоту гайки H_1 из расчета витков ее резьбы на срез для винта $d=50$ мм с однозаходной трапецеидальной резьбой по ГОСТ 9484—73, несущего осевую нагрузку (рис. 5.38, а). Допускаемое напряжение для резьбы гайки $[\tau]_{cp}=30$ Н/мм². Коэффициент полноты резьбы $k_v=k_r=0,65$. Какой высоты H_2 надо сделать гайку, если заменить трапецеидальную резьбу квадратной (рис. 5.38, б) с теми же наружным диаметром и шагом?

Определить высоту гайки с трапецеидальной резьбой из условного расчета резьбы на износ при $[p]=10$ Н/мм². Приемлем ли полученный результат при заданном шаге резьбы?

Ответ. $H_1 \approx 33$ мм; $H_2 \approx 43$ мм; из расчета на износ $H \approx 124$ мм. Высоту гайки необходимо уменьшить; при том же материале гайки придется увеличить диаметр резьбы.

5.54. Определить размеры резьбы ходового винта токарновинторезного станка и подобрать соответствующую однозаходную трапецеидальную резьбу по ГОСТ 9484—73, если тяговое усилие $Q=16$ кН, допускаемое давление на рабочих поверхностях резьбы $[p]=5,0$ Н/мм²; $\psi = \frac{H}{d_2} = 2$ (см. предыдущую задачу). Шаг резьбы должен быть 6—8 мм.

Ответ. $d=36$ мм; $S=6$ мм.

5.55. Крышка подшипникового узла крепится к алюминиевому корпусу механизма шпильками с резьбой М14 (рис. 5.39).

Исходя из условия равнопрочности стержня шпильки на растяжение и резьбы в корпусе на срез, определить отношение $l_0:d$ — глубины завинчивания к диаметру шпильки, если отношение допускаемых напряжений $\frac{[\tau]_{cp}}{[\sigma]_p} = 0,12$. Распределение усилий по виткам резьбы принять равномерным. Коэффициент полноты резьбы в корпусе $k_r=0,88$.

Ответ. 1,57.

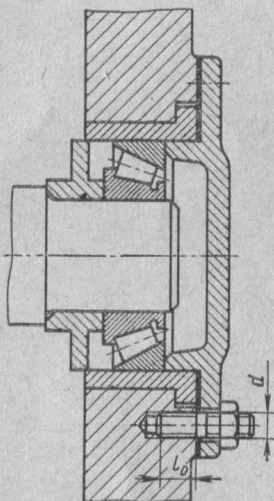


Рис. 5.39

Грузовые и ходовые винты

5.56*. Винт струбцины (рис. 5.40) имеет трапецеидальную резьбу диаметром $d=32$ мм с шагом $S=3$ мм. Наибольшее усилие сжатия деталей $Q=40$ кН. Построить эпюры продольных сил и крутящих моментов для винта и определить коэффициент запаса прочности для опасного сечения, если винт изготовлен из стали Ст3. Коэффициент трения в резьбе $f=0,15$, коэффициент трения на торце винта $f_r=0,2$.

Решение.

На рис. 5.41 показана расчетная схема винта и построены эпюры продольных сил N и крутящих моментов M_K . При построении эпюр условно принято, что передаваемое усилие распределяется по виткам резьбы гайки равномерно.

В поперечных сечениях винта ниже гайки (участок $a-b$) продольная сила равна внешней нагрузке Q . В пределах высоты гайки (участок $b-e$) величина N падает до нуля. На участке $e-z$ N равно нулю, в чем легко убедиться, проводя произвольное поперечное сечение на этом участке и рассматривая условие равновесия верхней отсеченной части винта.

В поперечных сечениях участка $a-b$ возникает крутящий момент, равный моменту сил трения на торце,

$$M_T = \frac{1}{3} f_T Q d_T = \frac{1}{3} 0,2 \cdot 40 \cdot 10^3 \cdot 25 = 66,7 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

В поперечных сечениях участка $e-z$ крутящий момент равен сумме момента торцового трения M_T и момента в резьбе M_P . В пределах участка $b-e$ крутящий момент возрастает по линейному (условно) закону от значения M_T до $M_{кл} = M_T + M_P$.

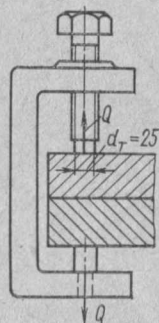


Рис. 5.40

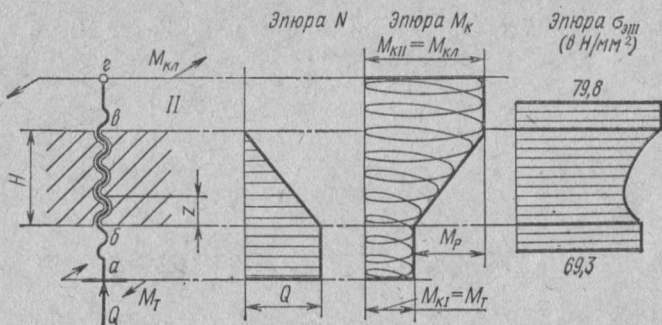


Рис. 5.41

Момент в резьбе

$$M_P = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} (\lambda + \rho').$$

Угол подъема резьбы

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi d_2} = \operatorname{arctg} \frac{3}{3,14 \cdot 30,5} = \operatorname{arctg} 0,0313 = 1^\circ 47'$$

(значение d_2 принято по ГОСТ 9484—73, см. табл. П4).

Приведенный угол трения

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{\cos 15^\circ} = \operatorname{arctg} 0,1555 = 8^\circ 50',$$

где $\alpha = 30^\circ$ — угол профиля стандартной трапецидальной резьбы.

Подставив числовые значения, получим

$$M_P = 40 \cdot 10^3 \frac{30,5}{2} \operatorname{tg} (1^\circ 47' + 8^\circ 50') = 114,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

По эпюрам N и M_k нельзя установить, какое поперечное сечение винта является опасным. Определим эквивалентные напряжения (по гипотезе наибольших касательных напряжений) для сечений участков $a-b$ и $e-z$.

Для участка $a-b$:

$$\sigma_I = \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4 \cdot 40 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 28,5^2} = 62,7 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\tau_I = \frac{M_T}{\frac{\pi d_1^3}{16}} = \frac{16 \cdot 66,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 28,5^3} = 14,7 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\text{э III}}^I = \sqrt{\sigma_I^2 + 4\tau_I^2} = \sqrt{62,7^2 + 4 \cdot 14,7^2} = 69,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Для участка $e-z$:

$$\sigma_{II} = 0;$$

$$\tau_{II} = \frac{M_{кл}}{\frac{\pi}{16} d_1^3} = \frac{16 (66,7 + 114,5) \cdot 10^3}{3,14 \cdot 28,5^3} = 39,9 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\text{э III}}^{II} = \sqrt{\sigma_{II}^2 + 4\tau_{II}^2} = 2\tau_{II} = 2 \cdot 39,9 = 79,8 \text{ Н/мм}^2.$$

Из рассмотренных сечений опаснее второе; коэффициент запаса для этого сечения при пределе текучести стали Ст3 $\sigma_T = 240 \text{ Н/мм}^2$

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{э III}}^{II}} = \frac{240}{79,8} = 3,01.$$

Дополнительно исследуем закон изменения эквивалентного напряжения по высоте гайки. Нормальное и максимальное касательное напряжения по высоте гайки изменяются по линейным законам

$$\sigma = \sigma_I - u\sigma_I = \sigma_I (1 - u) = 62,7 (1 - u) \text{ Н/мм}^2;$$

$$\begin{aligned} \tau &= \tau_I + (\tau_{II} - \tau_I) u = \tau_{II} u + \tau_I (1 - u) = \\ &= (\tau_{II} - \tau_I) u + \tau_I = (14,7 + 25,2u) \text{ Н/мм}^2, \end{aligned}$$

где $u = \frac{z}{H}$ (z — координата сечения, отсчитываемая от нижнего края гайки; H — высота гайки); $0 \leq u \leq 1$.

Закон изменения эквивалентного напряжения

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{э III}} &= \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \\ &= \sqrt{62,7^2 (1 - u)^2 + 4(14,7 + 25,2u)^2} \text{ Н/мм}^2. \end{aligned}$$

Рис. 5.42

Эпюра $\sigma_{\text{э III}}$ в пределах нарезанной части винта показана на рис. 5.41; из этой эпюры видно, что в пределах гайки все сечения менее опасны, чем сечения участка $e-z$.

5.57*. Для винта домкрата (рис. 5.42) грузоподъемностью $Q = 100 \text{ кН}$ построить эпюры продольных сил N и крутящих моментов M_k . Винт имеет однозаходную квадратную резьбу

наружным диаметром $d = 60$ мм и шагом $S = 12$ мм. Коэффициент трения в резьбе $f = 0,12$; коэффициент трения на опорной поверхности головки $f_T = 0,15$; $D_0 = 100$ мм; $d_0 = 45$ мм. Определить коэффициент запаса прочности для опасного сечения винта, если материал — сталь Ст4 с пределом текучести $\sigma_T = 250$ Н/мм².

Решение.

Момент сил торцового трения

$$M_T = \frac{Q f_T (D_0^3 - d_0^3)}{3 (D_0^2 - d_0^2)} = \frac{100 \cdot 10^3 \cdot 0,15 (100^3 - 45^3)}{3 (100^2 - 45^2)} = 56,9 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Момент в резьбе

$$M_P = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} (\lambda + \rho).$$

При квадратной резьбе

$$d_1 = d - S;$$

$$d_2 = \frac{d + d_1}{2} = \frac{60 + (60 - 12)}{2} = 54 \text{ мм};$$

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi d_2} = \operatorname{arctg} \frac{12}{3,14 \cdot 54} = \operatorname{arctg} 0,0707 = 4^\circ 06';$$

$$\rho = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} 0,12 = 6^\circ 50';$$

$$M_P = 100 \cdot 10^3 \frac{54}{2} \operatorname{tg} (4^\circ 06' + 6^\circ 50') = 52,3 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

На рис. 5.43 показана схема винта и эпюры N и M_K . При построении эпюр принято (условно) равномерное распределение усилий по виткам нарезки гайки. Опасным является поперечное сечение в нарезанной части винта выше гайки (участок $b-a$). На участке $a-b$ винт имеет значительно большее сечение (см. рис. 5.42), поэтому этот участок менее опасен, хотя крутящий момент здесь несколько больше ($M_T > M_P$).

Для опасного сечения

$$\sigma_c = \frac{Q}{\pi d_1^2 / 4} = \frac{100 \cdot 10^3 \cdot 4}{3,14 \cdot 48^2} = 55,3 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\tau_K = \frac{M_P}{\pi d_1^3 / 16} = \frac{52,3 \cdot 10^3 \cdot 16}{3,14 \cdot 48^3} =$$

$$= 24,2 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\text{эIII}} = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau_K^2} =$$

$$= \sqrt{55,3^2 + 4 \cdot 24,2^2} = 73,5 \text{ Н/мм}^2;$$

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{эIII}}} = \frac{250}{73,5} = 3,40,$$

такой коэффициент запаса вполне достаточен.

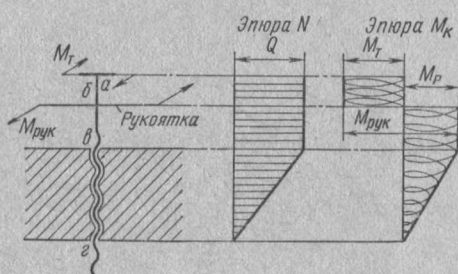


Рис. 5.43

5.58*. Для обеспечения заданной точности резьбы, нарезаемой на токарно-винторезном станке, его ходовой винт должен иметь достаточную жесткость. Ошибка шага ходового винта, вызванная деформациями растяжения и кручения, при расстоянии между центрами станка 1,5 м не должна превышать 0,07 мм на 1 м длины винта. Проверить жесткость винта, имеющего трапецеидальную резьбу (по ГОСТ 9484—73) $d = 40$ мм, $S = 6$ мм, если тяговое усилие на винте $Q = 14$ кН. Коэффициент трения в резьбе $f = 0,10$.

Решение.

Ошибку шага на 1 м длины винта определяем по формуле:

$$\Delta = \frac{1000Q}{EF} + \frac{500M_{\kappa}S}{\pi GJ_p} \text{ мм/м.}$$

Модули продольной упругости и сдвига для материала винта $E = 2,1 \times 10^5$ Н/мм², $G = 8,0 \cdot 10^4$ Н/мм².

Площадь поперечного сечения винта по внутреннему диаметру резьбы

$$F = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 33^2}{4} = 8,55 \cdot 10^2 \text{ мм}^2.$$

Полярный момент инерции поперечного сечения винта, определяемый по внутреннему диаметру резьбы,

$$J_p = \frac{\pi d_1^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 33^4}{32} = 11,6 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Крутящий момент в поперечном сечении винта

$$M_{\kappa} = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') = 14 \cdot 10^3 \frac{36,5}{2} \operatorname{tg}(2^\circ 57' + 5^\circ 55') = 39,8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{S}{\pi d_2} = \frac{6}{3,14 \cdot 36,5} = 0,0516;$$

$$\lambda = 2^\circ 57';$$

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{f}{\cos 15^\circ} = \frac{0,10}{0,965} = 0,1035;$$

$$\rho' = 5^\circ 55'.$$

Подставив найденные величины в основную формулу, получим

$$\Delta = \frac{1000 \cdot 14 \cdot 10^3}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 8,55 \cdot 10^2} + \frac{500 \cdot 39,8 \cdot 10^3 \cdot 6}{3,14 \cdot 8,0 \cdot 10^4 \cdot 11,6 \cdot 10^4} = 0,0821 \text{ мм/м},$$

что превышает допускаемое значение $[\Delta] = 0,07$ мм/м; следовательно жесткость винта ниже требуемой.

5.59*. Определить коэффициент запаса устойчивости ходового винта токарно-винторезного станка. Сжимающее усилие $Q = 16$ кН. Винт имеет трапецеидальную резьбу (по ГОСТ 9484—73) $d = 40$ мм, $S = 6$ мм. Материал винта — сталь 50. Длина $l = 1,8$ м. Коэффициент приведения длины $\mu = 0,7$.

Решение.

Коэффициент запаса устойчивости

$$n_y = \frac{Q_{кр}}{Q}.$$

Критическую силу определяем по формуле Эйлера, если гибкость стержня больше предельной.

Предельная гибкость

$$\lambda_{пред} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{пц}}}.$$

Модуль продольной упругости $E = 2,0 \cdot 10^5$ Н/мм².

Предел пропорциональности $\sigma_{пц} = 270$ Н/мм².

Подставив значения, получим

$$\lambda_{пред} = 3,14 \sqrt{\frac{2,0 \cdot 10^5}{270}} \approx 85.$$

Гибкость винта

$$\lambda = \frac{\mu l}{i}.$$

Радиус инерции

$$i = \sqrt{\frac{J_{пр}}{\frac{\pi d_1^2}{4}}}.$$

Приведенный момент инерции сечения винта с учетом повышения жесткости стержня за счет наличия резьбы

$$J_{пр} = \frac{\pi d_1^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{d}{d_1} \right) = \frac{3,14 \cdot 3,3^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{4,0}{3,3} \right) = 6,51 \text{ см}^4.$$

Вычисляем радиус инерции:

$$i = \sqrt{\frac{6,51}{\frac{3,14 \cdot 3,3^2}{4}}} = 0,872 \text{ см}$$

и гибкость винта

$$\lambda = \frac{0,7 \cdot 180}{0,872} = 144.$$

Так как $\lambda > \lambda_{пред}$, то критическую силу определяем по формуле Эйлера

$$Q_{кр} = \frac{\pi^2 E J_{пр}}{(\mu l)^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,0 \cdot 10^5 \cdot 6,51 \cdot 10^4}{(0,7 \cdot 1800)^2} = 80,9 \cdot 10^3 \text{ Н} = 80,9 \text{ кН}.$$

Коэффициент запаса устойчивости

$$n_y = \frac{Q_{кр}}{Q} = \frac{80,9}{16} = 5,06 > [n_y],$$

где $[n_y] = 3,5 \div 4,5$.

5.60. К рукоятке винтового клинового прессы (рис. 5.44) приложено усилие $P_p = 300$ Н; коэффициент трения в резьбе

$f=0,12$; коэффициент трения между гайками, платформой и основанием пресса $f_1=0,10$; винт имеет трапецеидальную резьбу $d=44$ мм; $S=8$ мм. Построить эпюры продольных сил и кру-

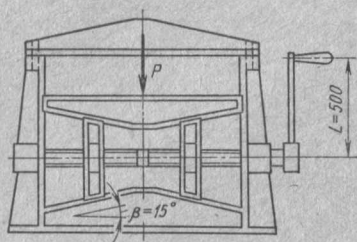


Рис. 5.44

тящих моментов для винта и определить: а) усилие нажатия P , создаваемое прессом; б) к. п. д. винтовой пары η_v и общий к. п. д. пресса η ; в) эквивалентное напряжение для опасного сечения винта по гипотезе наибольших касательных напряжений; г) высоту гайки H , если она изготовлена из чугуна и $[p]=5$ Н/мм².

Ответ: $P=51,7$ кН; $\eta_v=34,7\%$; $\eta=11,7\%$; $\sigma_{эл}=36$ Н/мм²; $H=56$ мм.

5.61. Дать описание конструкции ручного винтового пресса, изображенного на рис. 5.45. Составить расчетные схемы для винта и гайки пресса и показать характер эпюр продольных сил и крутящих моментов.

5.62**. Рассчитать винтовой домкрат (см. рис. 5.42) грузоподъемностью Q . В результате расчета определить: а) размеры резьбы винта; б) высоту гайки H ; в) наружный диаметр гайки D ; г) диаметр бурта гайки D_1 и его высоту a ; д) длину L и диаметр d_p рукоятки; е) к. п. д.

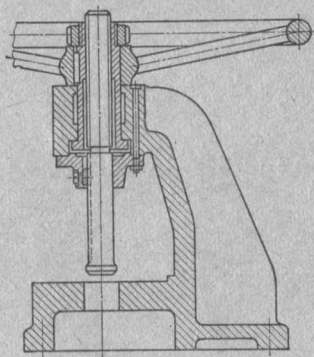


Рис. 5.45

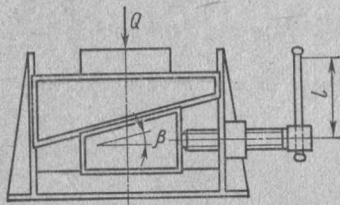


Рис. 5.46

винтовой пары и общий к. п. д. домкрата. Размеры головки домкрата $D_0=1,8 d$; $d_0=0,6 d$. Данные для расчета принять по таблице в соответствии с заданным вариантом.

5.63**. Рассчитать винт и гайку клинового домкрата (рис. 5.46) грузоподъемностью Q . В результате расчета определить: а) диаметр винта, имеющего трапецеидальную резьбу; б) высоту гайки; в) длину рукоятки; г) к. п. д. винтовой пары, винтового механизма и домкрата в целом. Усилие рабочего на рукоятке $P_p=250$ Н. Данные для расчета взять из таблицы; недостающие данные выбрать самостоятельно.

Таблица данных к задаче 5.62 **

Вариант	Q, кН	Резьба	Материал винта—сталь	Материал гайки	Коэффициент трения		Максимальная высота h подъема груза, мм
					в резьбе f	в головке f_T	
1	40	Трапецидальная	Ст4	Бр. ОФ6,5-0,15	0,10	0,14	800
2	50	Квадратная	Ст5	Бр. ОЦС 6-6-3	0,11	0,15	550
3	60	»	35	Бр. ОЦС 6-6-3	0,11	0,15	850
4	70	Упорная	40	Бр. ОЦС 6-6-3	0,11	0,14	650
5	80	»	45	Бр. ОФ6,5-0,15	0,10	0,15	700
6	60	Трапецидальная	45	Бр. ОФ6,5-0,15	0,10	0,16	800
7	50	»	40	АВЧ-2	0,13	0,16	650
8	80	»	35	АВЧ-2	0,13	0,16	600
9	25	Квадратная	Ст4	СЧ18-36	0,14	0,12	750
10	30	»	Ст4	СЧ18-36	0,15	0,14	600
11	75	Трапецидальная	45	Бр. АЖ9-4	0,12	0,15	500
12	40	»	35	Бр. АЖ9-4	0,12	0,15	550
13	20	»	Ст4	АКЧ-2	0,14	0,17	600
14	30	»	30	АКЧ-2	0,14	0,14	850
15	50	»	35	АКЧ-2	0,14	0,15	750

Таблица данных к задаче 5.63 **

Вариант	Q, кН	Резьба	Материал винта—сталь	Материал гайки	Коэффициент трения		β°
					в резьбе f	на торце и в направляющих f_1	
1	40	Квадратная	Ст4	СЧ 21-40	0,15	0,18	12
2	50	»	Ст4	СЧ 18-36	0,16	0,17	15
3	60	Трапецидальная	35	СЧ 21-40	0,14	0,20	14
4	70	»	45	Бр. ОЦС6-6-3	0,12	0,17	16
5	80	»	45	Бр. ОФ6,5-0,15	0,10	0,15	12
6	90	Упорная	Ст5	Бр. ОЦС6-6-3	0,11	0,15	14
7	100	»	40	Бр. ОФ6,5-0,15	0,11	0,16	15
8	120	Трапецидальная	40	АКЧ-2	0,13	0,15	17
9	150	»	45	АВЧ-2	0,12	0,15	16
10	75	»	35	Бр. ОЦС6-6-3	0,11	0,19	13
11	60	Квадратная	40	Бр. ОФ6,5-0,15	0,10	0,18	14
12	80	Упорная	40	АВЧ-2	0,13	0,20	12
13	50	Трапецидальная	Ст5	АКЧ-2	0,14	0,20	10
14	100	»	45	Бр. ОФ6,5-0,15	0,10	0,15	15
15	120	»	45	Бр. ОЦС6-6-3	0,12	0,15	12

5.64**. Рассчитать винтовой съемник (рис. 5.47) для демон-
тажа подшипников качения с максимальным диаметром внутрен-
него кольца d_v . Наибольшее усилие, необходимое для демонтажа
подшипника, равно Q . В результате расчета определить: а) раз-

меры резьбы винта; б) высоту гайки H ; в) длину рукоятки l_p ; г) диаметр траверсы $d_{тр}$; д) размеры сечения лап съемника.

Таблица данных к задаче 5.64 **

Вариант	Q, кН	$d_{в'}$, мм	Резьба по ГОСТу	Материал винта—сталь	Материал гайки	Материал траверсы—сталь	Коэффициент трения	
							в резьбе, f	на торце f_t
1	50	60	9484—73	35	Бр. ОФ6,5-0,15	Ст4	0,12	0,16
2	60	75	9484—73	40	Бр. ОФ6,5-0,15	Ст4	0,12	0,17
3	70	80	9484—73	Ст5	Бр. ОФ6,5-0,15	Ст4	0,11	0,18
4	80	100	9484—73	45	Бр. ОЦС6-6-3	30	0,12	0,15
5	45	50	10177—62	50	Бр. ОЦС6-6-3	30	0,12	0,16
6	40	45	10171—62	65Г	Бр. ОЦС6-6-3	30	0,11	0,20
7	55	65	10171—62	Ст5	Бр. АЖ9-4	35	0,13	0,17
8	65	70	9484—73	45	Бр. АЖ9-4	35	0,14	0,16
9	75	75	9484—73	50	АВЧ-2	35	0,15	0,18
10	35	40	9484—73	Ст4	АВЧ-2	Ст5	0,15	0,18
11	40	50	9484—73	Ст5	АВЧ-2	Ст5	0,14	0,16
12	50	65	10177—62	35	СЧ 21-40	Ст5	0,16	0,16
13	60	70	10177—62	45	СЧ 21-40	40	0,16	0,17
14	70	80	9484—73	50	Бр. ОЦС6-6-3	40	0,12	0,20
15	55	70	9484—73	45	Бр. ОЦС6-6-3	40	0,12	0,18

Таблица данных к задаче 5.65 **

Вариант	Q, кН	Резьба	Материал винта—сталь	Материал гайки	Коэффициент трения		Материал стойки—сталь
					в резьбе f	на торце f_t	
1	20	Трапецидальная	Ст4	СЧ 21-40	0,14	0,17	Ст4
2	25	»	30	СЧ 18-36	0,15	0,16	30
3	30	»	35	АКЧ-2	0,13	0,15	35
4	35	»	40	АВЧ-2	0,12	0,20	30
5	40	Квадратная	45	Бр. ОЦС6-6-3	0,11	0,18	Ст5
6	45	»	45	Бр. ОЦС6-6-3	0,12	0,15	Ст4
7	50	»	45	Бр. ОФ6,5-0,15	0,10	0,16	Ст5
8	15	»	Ст5	СЧ 18-36	0,16	0,19	40
9	20	Квадратная	Ст4	СЧ 21-40	0,15	0,18	30
10	25	Упорная	35	АВЧ-2	0,13	0,16	Ст4
11	30	»	35	АКЧ-2	0,12	0,15	Ст5
12	15	Трапецидальная	35	СЧ 18-36	0,15	0,17	35
13	35	»	Ст4	Бр. ОФ6,5-0,15	0,11	0,20	30
14	40	»	45	СЧ 21-40	0,14	0,18	Ст4
15	25	»	45	Бр. ОЦС6-6-3	0,12	0,20	35

Отношение диаметра торца винта к его наружному диаметру $d_t : d = 0,5$. Съемник должен быть рассчитан с учетом возможности демонтажа подшипников тяжелой серии. Данные для расчета

взять из таблицы в соответствии с заданным вариантом; недостающие для расчета данные выбрать самостоятельно.

5.65**. Рассчитать винтовой пресс (рис. 5.48) на силу давления Q . В результате расчета определить: а) диаметр винта d ; б) высоту гайки H ; в) наружный диаметр гайки D ; г) диаметр бурта гайки D_1 и его высоту a ; д) диаметр штурвала $D_{шт}$; е) коэффициент полезного действия винтовой пары и пресса в целом; ж) диаметр резьбы у направляющих стоек $d_{ст}$.

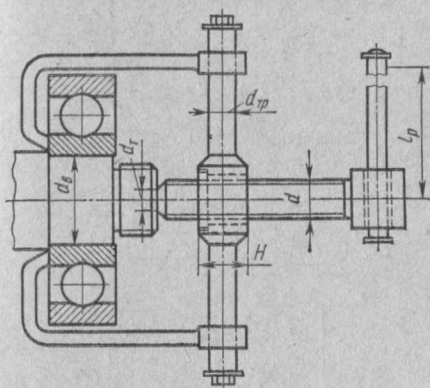


Рис. 5.47

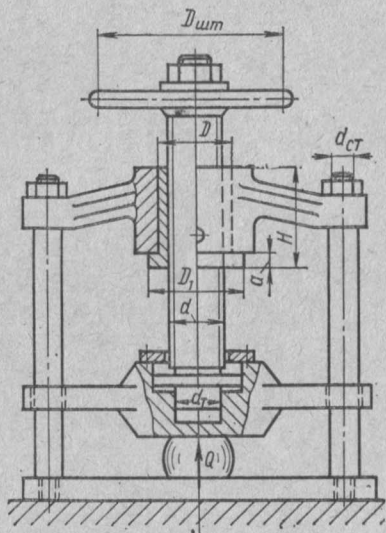


Рис. 5.48

Диаметр хвостовика винта d_T принять равным $0,7 d$. Усилие рабочего на штурвале $P_p = 250$ Н.

Данные для расчета взять из таблицы в соответствии с заданным вариантом; недостающие для расчета данные выбрать самостоятельно.

ГЛАВА 6

ШПОНОЧНЫЕ И ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

Размеры соединений призматическими и сегментными шпонками см. табл. П6, П7.

Размеры прямобоочных и эвольвентных зубчатых (шлицевых) соединений см. табл. П8, П9.

Допускаемые напряжения на срез для призматических и сегментных шпонок $[\tau]_{\text{ср}} = 60 \div 90 \text{ Н/мм}^2$; большие значения — при нагрузке без толчков и ударов.

6.1. Средние значения допускаемых напряжений смятия $[\sigma]_{\text{см}}$ в Н/мм² для шпоночных соединений

Вид соединения	Материал втулки, насаженной на вал детали	Характер нагрузки		
		Спокойная	Со слабыми толчками	Ударная
Неподвижные	Сталь	150	100	50
	Чугун	80	53	27
Подвижные	Сталь	50	40	30

6.2. Средние значения допускаемых напряжений смятия $[\sigma]_{\text{см}}$ в Н/мм² для шлицевых соединений

Соединение	Условия эксплуатации	Без специальной термообработки шлицев	Со специальной термообработкой шлицев
Неподвижное	Тяжелые	42	55
	Средние	80	120
	Легкие	100	160
Подвижное не под нагрузкой	Тяжелые	17	27
	Средние	25	45
	Легкие	32	55
Подвижное под нагрузкой	Тяжелые	—	7
	Средние	—	10
	Легкие	—	15

6.1*. Для вала $d=60$ мм подобрать размеры клиновой врезной (со скругленными торцами) и призматической (обыкновенной) шпонок. Определить, какой момент может передать каждая из этих шпонок; вычертить в масштабе 1:1 поперечный и продольный разрезы вала со шпонками и дать их условное обозначение по ГОСТу. Принять $l \approx 1,3 d \approx 80$ мм; $[\sigma]_{\text{см}} = 80$ Н/мм²; коэффициент трения $f = 0,17$.

Решение.

а) Шпонка клиновая со скругленными торцами для $d=60$ мм имеет $b=18$ мм; $h=11$ мм; принято $l=80$ мм.

Условие прочности соединения клиновой врезной шпонкой

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M}{bl \left(fd + \frac{b}{6} \right)} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

откуда допускаемая величина передаваемого момента

$$[M] = \frac{bl [\sigma]_{\text{см}}}{2} \left(fd + \frac{b}{6} \right) = \frac{18 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^6}{2} \left(0,17 \cdot 60 \cdot 10^{-3} + \frac{18 \cdot 10^{-3}}{6} \right) = 760 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Поперечный разрез вала со шпонкой показан на рис. 6.1, а.

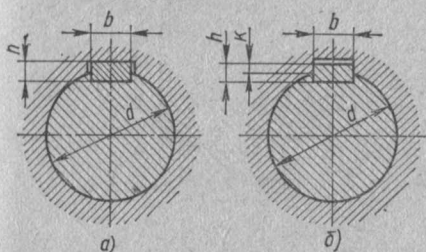


Рис. 6.1

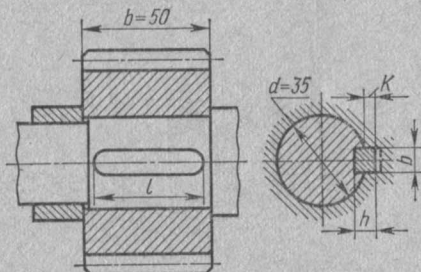


Рис. 6.2

б) Шпонка призматическая обыкновенная для вала $d=60$ мм имеет сечение $b \times h = 18 \times 11$ мм.

Условное обозначение при $l=80$ мм:

Шпонка 18×11×80 ГОСТ 8789—68.

Условие прочности на смятие:

$$\sigma = \frac{P}{F_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

Так как $P = \frac{2M}{d}$, а $F_{\text{см}} = 0,45 hl_p$, то $[M] \leq 0,225 dhl_p [\sigma]_{\text{см}} = 0,225 \times 60 \cdot 11 (80 - 18) 80 = 740 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 740 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

Поперечные сечения шпоночных соединений показаны на рис. 6.1, а, б.

6.2*. Выбрать по ГОСТу призматическую шпонку для соединения шестерни с валом (рис. 6.2) и проверить шпоночное соеди-

нение на прочность. Материал шестерни — сталь 40X; материал шпонки — сталь 45 нормализованная.

Передаваемый момент $M_k = 150 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Передача работает с большими толчками.

Решение.

1. По ГОСТ 8788—68 (см. табл. П6) выбираем шпонку призматическую обыкновенную размерами $b=10$; $h=8$; длину шпонки l выбираем из ряда, приведенного в табл. П6 так, чтобы она была меньше ширины шестерни; принимаем $l=40 \text{ мм}$.

2. Напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{F_{\text{см}}} = \frac{2M}{d \cdot 0,45 \cdot h \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 150 \cdot 10^3}{35 \cdot 0,45 \cdot 8 \cdot (40 - 10)} \approx 79 \text{ Н/мм}^2 \text{ при } [\sigma]_{\text{см}} = 100 \text{ Н/мм}^2.$$

3. Напряжение среза

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2M}{d \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 150}{35 \cdot 10 \cdot 40} = 21,4 \text{ Н/мм}^2,$$

что значительно меньше $[\tau]_{\text{ср}} = 60 \text{ Н/мм}^2$.

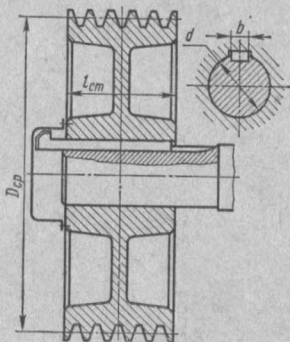


Рис. 6.3

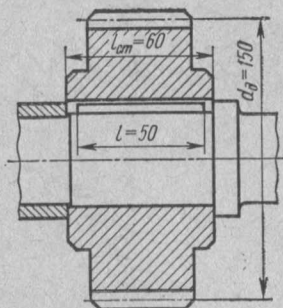


Рис. 6.4

6.3. Проверить на прочность соединение с клиновой шпонкой, крепящей на валу $d=40 \text{ мм}$ чугунный шкив клиноременной передачи (рис. 6.3); окружное усилие в клиноременной передаче $P=2 \text{ кН}$; расчетный диаметр шкива $D_{\text{ср}}=250 \text{ мм}$; длина ступицы $l_{\text{ст}}=65 \text{ мм}$; коэффициент трения $f=0,17$.

Ответ. $\sigma_{\text{см}} \approx 80 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma]_{\text{см}}$ при $l=60 \text{ мм}$.

6.4. Зубчатое колесо, рассчитанное для передачи окружного усилия $P=6,0 \text{ кН}$, соединено с валом призматической шпонкой (рис. 6.4). Проверить шпоночное соединение на прочность.

Ответ. $\sigma_{\text{см}} \approx 100 \text{ Н/мм}^2$.

6.5. Выбрать по ГОСТу призматическую шпонку со скругленными торцами для вала $d=35 \text{ мм}$.

Определить размеры пазов, вычертить поперечное сечение вала со шпонкой (в масштабе 1:1) и дать условное обозначение шпонки по ГОСТу.

Определить при $[\sigma]_{\text{см}} = 100 \text{ Н/мм}^2$ минимальную длину шпонки для передачи соединением постоянного момента $M = 180 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Ответ. $l = 50 \text{ мм}$.

6.6. Втулочная (гильзовая) муфта, соединяющая два вала, установлена на сегментных шпонках (рис. 6.5).

Подобрать шпонки и проверить соединение на срез и смятие.

Расчетный момент определить из условия прочности вала на кручение при $[\tau]_{\text{к}} = 25 \text{ Н/мм}^2$; ослабление вала шпоночной канавкой не учитывать.

Материал муфты и валов — сталь Ст5; шпонки — сталь Ст6.

Ответ. $\tau_{\text{ср}} \approx 22 \text{ Н/мм}^2$;
 $\sigma_{\text{см}} \approx 72 \text{ Н/мм}^2$.

6.7. Зубчатое колесо было закреплено на валу при помощи сегментной шпонки (рис. 6.6), размеры которой $b = 8 \text{ мм}$; $h = 10 \text{ мм}$; $L = 24,5 \text{ мм}$.

Во время работы шпонка оказалась срезанной. Определить окружное усилие на колесе, при котором произошел срез шпонки, если для материала шпонки предел прочности на срез $\tau_{\text{в ср}} = 330 \text{ Н/мм}^2$.

Ответ. $P = 16,16 \text{ кН}$.

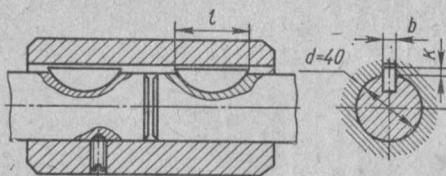


Рис. 6.5

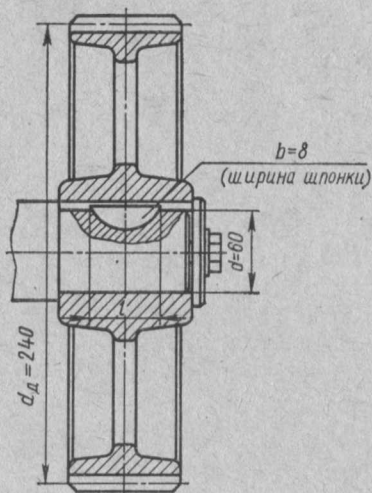


Рис. 6.6

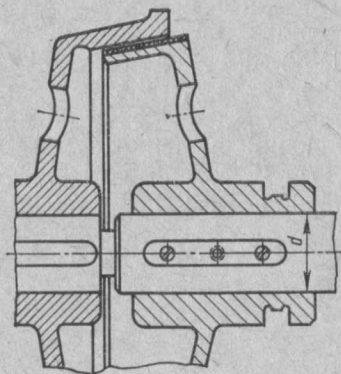


Рис. 6.7

6.8. Определить рабочую длину (l_p) и сечение призматической направляющей шпонки вала конической фрикционной муфты (рис. 6.7) по следующим данным: диаметр вала $d = 45 \text{ мм}$; материал вала — сталь 50; материал муфты — чугун СЧ 18-36; момент,

передаваемый муфтой, $M = 345 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Перемещение муфты производится под нагрузкой. Вал работает с незначительными толчками.

Ответ. $l_p \approx 80 \text{ мм}$ при $[\sigma]_{\text{см}} = 40 \text{ Н/мм}^2$.

6.9. Для соединения зубчатого колеса с валом редуктора (рис. 6.8) выбрать призматическую шпонку, дать ее условное обозначение и проверить соединение на смятие по следующим данным: окружное усилие в зубчатом зацеплении $P = 3,0 \text{ кН}$; материал зубчатого колеса — сталь 45; материал вала — сталь Ст6; принять $l \approx 1,5 d$.

Ответ. $\sigma_{\text{см}} \approx 72 \text{ Н/мм}^2$.

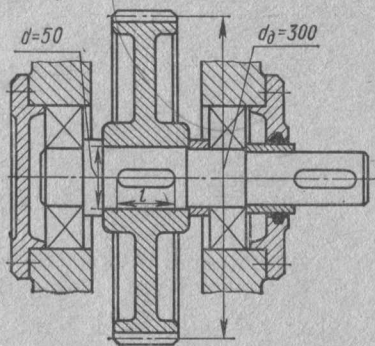


Рис. 6.8

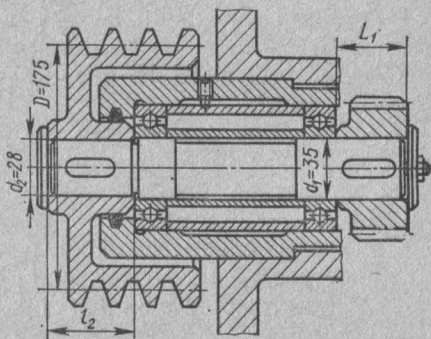


Рис. 6.9

6.10. На рис. 6.9 изображен входной вал коробки скоростей горизонтально-фрезерного станка. Выбрать призматические шпонки для шкива и шестерни и проверить соединение на смятие. Окружное усилие на шкиве $P = 1,0 \text{ кН}$. Материал шкива — чугун СЧ 18-36; материал шестерни — сталь 50; нагрузка пульсирующая; материал вала — сталь 45.

Ответ. Для шпонки шкива $\sigma_{\text{см}} \approx 50 \text{ Н/мм}^2$ (при $l_2 = 50 \text{ мм}$); для шпонки шестерни $\sigma_{\text{см}} \approx 45 \text{ Н/мм}^2$ (при $l_1 = 40 \text{ мм}$).

6.11*. Шестерня соединена с валом при помощи цилиндрической шпонки (штифта), как показано на рис. 6.10. Определить напряжения среза, возникающие в штифте, и напряжения смятия в соединении. Окружное усилие в зубчатом зацеплении $P = 2,0 \text{ кН}$; $d_{\text{ш}} = 10 \text{ мм}$; $l_{\text{ш}} = 45 \text{ мм}$.

Решение.

1. Момент, передаваемый валом,

$$M = P \frac{d_0}{2} = 2,0 \cdot 10^3 \frac{150}{2} \cdot 10^{-3} = 150 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Напряжения смятия в штифтовом соединении

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{F_{\text{см}}} = \frac{2M}{d \frac{l_{\text{ш}} d_{\text{ш}}}{2}} = \frac{4M}{d_{\text{ш}} l_{\text{ш}} d} = \frac{4 \cdot 150 \cdot 10^3}{35 \cdot 45 \cdot 10} \approx 38 \text{ Н/мм}^2.$$

3. Напряжения среза в продольном сечении штифта

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2M}{dl_{\text{ш}}d_{\text{ш}}} = \frac{2 \cdot 150 \cdot 10^3}{35 \cdot 45 \cdot 10} = 19 \text{ Н/мм}^2.$$

6.12*. Проверить зубчатое (шлицевое) прямобочное соединение блока шестерен с валиком (рис. 6.11) коробки передач токарного станка по следующим данным: передаваемый момент $M = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$; материал вала — сталь 45; число зубьев (шлицев) $z = 6$.

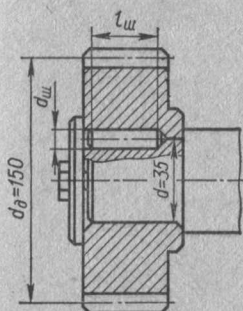


Рис. 6.10

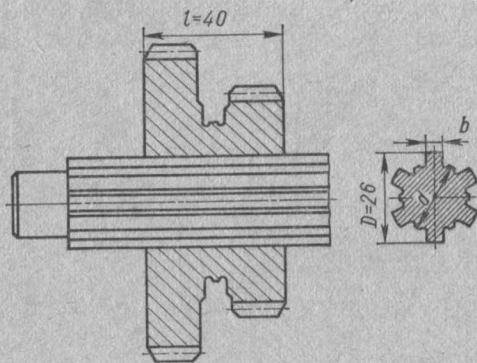


Рис. 6.11

Блок шестерен из стали 40 переключается не под нагрузкой. Рабочие поверхности шлицев термически обработаны и шлифованы. Условия эксплуатации средние.

Решение.

1. Выбираем зубчатое (шлицевое) прямобочное соединение легкой серии по ГОСТ 1139—58 (см. табл. П8); условное обозначение соединения при центрировании по d и b :

$$d6 \times 23 \times 26 \frac{A}{X} \cdot \frac{U_1}{S_1 X} \quad (z = 6; d = 23 \text{ мм}; D = 26 \text{ мм}; b = 6 \text{ мм});$$

$\frac{A}{X}$ — обозначение посадок по центрирующему диаметру;

$\frac{U_1}{S_1 X}$ — обозначение посадок по боковым сторонам зубьев.

2. Напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{M}{0,75zFR_{\text{ср}}} = \frac{100 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 6 \cdot 36 \cdot 12,2} = 50,5 \text{ Н/мм}^2$$

при $[\sigma]_{\text{см}} = 45 \text{ Н/мм}^2$;

здесь для прямобочного шлицевого соединения

$$F \approx \left(\frac{D-d}{2} - 2f \right) l = \left(\frac{26-23}{2} - 2 \cdot 0,3 \right) \cdot 40 = 36 \text{ мм}^2;$$

размер фаски $f=0,3$ мм;

$$R_{\text{ср}} \approx \frac{D+d}{4} = \frac{26+23}{4} \approx 12,2 \text{ мм.}$$

З а к л ю ч е н и е. Расчетное напряжение превышает допускаемое примерно на 11%.

6.13. Выяснить (см. предыдущую задачу), как изменятся расчетные напряжения смятия при переходе от соединения легкой серии к соединению средней серии при том же наружном диаметре валика.

О т в е т. Уменьшатся примерно в 2 раза.

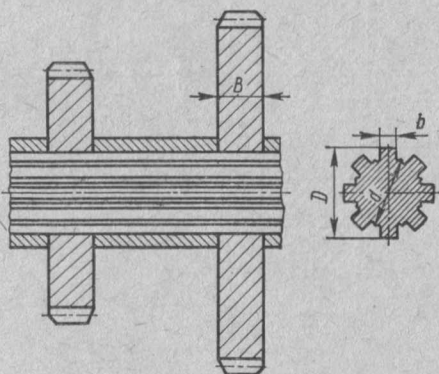


Рис. 6.12

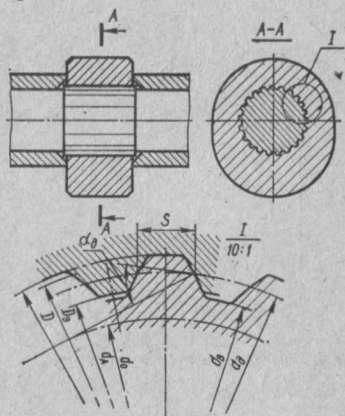


Рис. 6.13

6.14. Шестерни коробки передач фрезерного станка установлены на зубчатом (шлицевом) валике $D=50$ мм (рис. 6.12); соединение легкой серии по ГОСТ 1139—58.

Установить число и размеры шлицев и проверить соединение по следующим данным: передаваемый момент $M=500$ Н·м, ширина шестерни $B=35$ мм; материал вала — сталь 50; материал шестерен — сталь 40Х; шестерни установлены на валу неподвижно. Рабочие поверхности валика и шестерен термически обработаны и шлифованы. Условия эксплуатации средние.

О т в е т. Выбираем зубчатое (шлицевое) соединение легкой серии по ГОСТ 1139—58; условное обозначение соединения при центрировании по d и b :

$$d8 \times 46 \times 50 \frac{A}{L} \cdot \frac{U_1}{S_2 X}$$

$$(z=8; d=46 \text{ мм}; D=50 \text{ мм}; b=8 \text{ мм});$$

$\frac{A}{L}$ — обозначение посадок по центрирующему диаметру;

$\frac{U_1}{S_2 X}$ — обозначение посадок по боковым сторонам зубьев;

$\sigma_{\text{см}} = 46 \text{ Н/мм}^2$ при $[\sigma]_{\text{см}} = 45 \text{ Н/мм}^2$. Превышение $\sim 2\%$ допустимо.

6.15*. Кулачок закреплен на валу диаметра $D=30$ мм с помощью зубчатого (шлицевого) соединения эвольвентного профиля (рис. 6.13). Подобрать размеры шлицев, определить параметры соединения и проверить его на прочность по следующим данным: материал вала — сталь 50; материал кулачка — сталь 40Х; момент на валу $M=150$ Н·м; ширина кулачка $B=25$ мм; условия эксплуатации — тяжелые.

Решение.

1. По ГОСТ 6033—51 (см. табл. П9) выбираем (для $D=30$ мм) модуль $m=1$ мм; число зубьев $z=28$; смещение исходного контура $x=0,5$ мм

$$\left(x = \frac{D - m(z+1)}{2}\right).$$

Диаметр делительной окружности

$$d_{\partial} = mz = 1 \cdot 28 = 28 \text{ мм.}$$

Угол давления на делительной окружности (профильный угол исходного контура рейки) $\alpha_d = 30^\circ$.

Диаметр основной окружности

$$d_0 = d_d \cos \alpha_d = 28 \cos 30^\circ = 28 \cdot 0,866 = 24,24 \text{ мм.}$$

Шаг (по дуге делительной окружности)

$$t = \pi m = 3,14 \cdot 1 = 3,14 \text{ мм.}$$

Номинальная толщина зуба вала и ширина впадины отверстия по делительной окружности

$$S = \frac{\pi m}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha_d = \frac{3,14 \cdot 1}{2} + 2 \cdot 0,5 \operatorname{tg} 30^\circ \approx 2,15 \text{ мм.}$$

Номинальный диаметр вала при плоской впадине

$$d_b = D - 2,4m = 30 - 2,4 \cdot 1 = 27,6 \text{ мм.}$$

Номинальный диаметр отверстия (при центрировании по D)

$$D = 30 \text{ мм.}$$

Диаметр внутреннего отверстия (окружности выступов)

$$d_A = D - 2m = 30 - 2 \cdot 1 = 28 \text{ мм.}$$

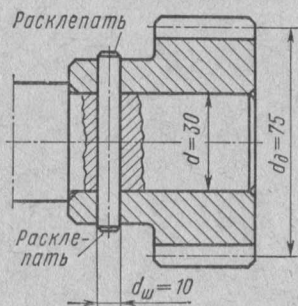


Рис. 6.14

Обозначение соединения диаметром $D=30$ мм, с модулем $m=1$, с числом зубьев $z=28$, с центрированием по D и посадкой $\frac{A}{\Pi}$ по D и $\frac{S_{3a}}{S_{3a}X}$ по S :

$$\text{Эв. } 30 \times 1,0 \times 28 \frac{A}{\Pi} \cdot \frac{S_{3a}}{S_{3a}X}.$$

2. Напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{M}{0,75zFR_{\text{ср}}} = \frac{150 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 28 \cdot 20 \cdot 14,5} \approx 25 \text{ Н/мм}^2,$$

что ниже $[\sigma]_{\text{см}} = 55 \text{ Н/мм}^2$; здесь

$$F \approx 0,8ml = 0,8 \cdot 1,0 \cdot 25 = 20 \text{ мм}^2,$$

где

$$l = B = 25 \text{ мм};$$

$$D_{\text{в}} = D;$$

$$R_{\text{ср}} \approx \frac{D_{\text{в}} + d_A}{4} = \frac{30 + 28}{4} = 14,5 \text{ мм}.$$

6.16. Цилиндрическая шестерня закреплена на валу при помощи цилиндрического штифта (рис. 6.14). Проверить штифт на срез, если момент, передаваемый шестерней, $M = 85 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Материал штифта — сталь Ст6.

Указание. Для штифтовых соединений принимают в среднем

$$[\tau]_{\text{ср}} = 0,25\sigma_{\text{т}}.$$

Ответ. $\tau_{\text{ср}} = 36 \text{ Н/мм}^2$.

ГЛАВА 7

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ

Дополнительные обозначения и справочные данные

- Q — усилие, действующее по общей нормали к поверхности контакта фрикционных катков;
 P — окружное усилие;
 $K = \frac{fQ}{P}$ — коэффициент запаса сцепления (в силовых передачах $K = 1,25 \div \div 1,5$);
 q — нагрузка на единицу длины контактной линии;
 $D = \frac{n_{2 \max}}{n_{2 \min}} = \frac{\omega_{2 \max}}{\omega_{2 \min}}$ — диапазон регулирования;
 B — ширина фрикционных катков;
 $\rho_{\text{пр}}$ — приведенный радиус кривизны фрикционных катков в месте контакта;
 ρ_1, ρ_2 — главные радиусы кривизны фрикционных катков в месте контакта.

Коэффициенты трения

Сталь по стали или чугуну и чугун по чугуну без смазки	0,15—0,20
То же, со смазкой	0,04—0,08
Сталь или чугун по текстолиту без смазки	0,20—0,25
Сталь или чугун по коже без смазки	0,25—0,35

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_k$ в Н/мм² при начальном касании по линии

Сталь (при твердости $\leq HB 400$)	2,8HB
Сталь закаленная (при твердости $\geq HRC52$)	1,8HRC
Чугун марок СЧ 15-32—СЧ 24-44	1,5HB
Высокопрочный чугун марок ВЧ 50-1,5; ВЧ 60-2	1,8HB
Текстолит	80—100

Примечание. HB в кгс/мм².

Допускаемая удельная нагрузка $[q]$, Н/мм

Кожа	35—40
Дерево	10—15
Текстолит	50—60

7.1*. Определить мощность, которую может передавать фрикционная передача цилиндрическими катками (рис. 7.1). Дано:

частота вращения ведущего вала $n_1 = 1450$ об/мин, $D_1 = 40$ мм; $D_2 = 100$ мм, $B = 20$ мм, материал катков сталь ШХ15, твердость HRC 60. Передача работает со смазкой.

Решение.

1. Допускаемое нормальное усилие $[Q]$ по условию контактной прочности:

$$[Q] = \left(\frac{[\sigma]_k}{0,418} \right)^2 \frac{B}{E} \cdot \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}.$$

Допускаемые контактные напряжения по данным, приведенным на стр. 95

$$[\sigma]_k = 18 \cdot 60 = 1080 \text{ Н/мм}^2.$$

Модуль упругости (оба катка стальные)

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2.$$

Главные радиусы кривизны цилиндрических катков

$$\rho_1 = R_1; \quad \rho_2 = R_2;$$

так как контакт внешний, то в формуле для $[Q]$ принимаем $[\rho_1 + \rho_2]$.

После подстановки численных значений получаем

$$[Q] = \left(\frac{1080}{0,418} \right)^2 \frac{20 \cdot 20 \cdot 50}{2,1 \cdot 10^5 (20 + 50)} \approx 9100 \text{ Н}.$$

2. Допускаемое окружное усилие $[P]$

$$[P] = \frac{f [Q]}{K} = \frac{0,05 \cdot 9100}{1,35} \approx 340 \text{ Н};$$

здесь коэффициент трения (сталь по стали со смазкой)

$$f = 0,05;$$

коэффициент запаса сцепления принят

$$K = 1,35.$$

Допускаемый момент

$$[M_1] = [P] \frac{D_1}{2} = 340 \cdot \frac{40}{2} = 6800 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 6,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Допускаемая мощность

$$[N] = [M_1] \omega_1 = 6,8 \cdot 152 = 1030 \text{ Вт} = 1,03 \text{ кВт};$$

здесь угловая скорость ведущего катка

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 1450}{30} = 152 \text{ рад/с}.$$

7.2*. Определить допускаемую для передачи цилиндрическими фрикционными катками мощность по данным задачи 7.1, если ведущий каток изготовлен из текстолита и передача работает без смазки.

Решение.

1. Допускаемое нормальное усилие, исходя из допускаемой удельной нагрузки

$$[Q] = [q] B = 50 \cdot 15 = 750 \text{ Н}.$$

2. Допускаемое окружное усилие

$$[P] = \frac{f[Q]}{K} = \frac{0,2 \cdot 750}{1,35} = 111 \text{ Н},$$

где $f=0,2$ для пары текстолит—сталь без смазки;

$$[M_1] = [P] \frac{D_1}{2} = 111 \cdot \frac{40}{2} = 2220 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 2,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Допускаемая мощность

$$[N] = [M_1] \omega_1 = 2,22 \cdot 152 \approx 340 \text{ Вт} = 0,34 \text{ кВт}.$$

7.3*. Рассчитать цилиндрическую фрикционную передачу винтового ручного пресса (рис. 7.2) по следующим данным: момент

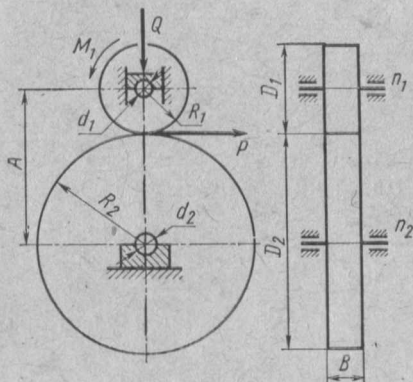


Рис. 7.1

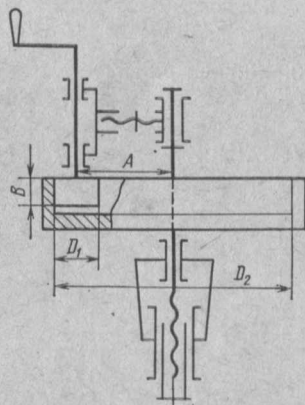


Рис. 7.2

на ведомом валу $M_2 = 15 \text{ Н} \cdot \text{м}$, момент на ведущем валу $M_1 = 3 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Ведущий каток из незакаленной стали 45, ведомый — чугунный с кожаной обкладкой.

Решение.

1. Межосевое расстояние (из расчета по допускаемой удельной нагрузке на единицу ширины катка)

$$A = \sqrt{(i-1) \frac{kM_1}{[q] f \psi_A}}.$$

Передаточное отношение $i = \frac{M_2}{\eta M_1}$; принимаем $\eta = 0,85$, тогда

$$i = \frac{15}{0,85 \cdot 3} = 5,9.$$

Допускаемая удельная нагрузка для кожи

$$[q] = 35 \text{ Н/мм}.$$

Коэффициент трения стали по коже без смазки

$$f = 0,25.$$

Коэффициент ширины катка принимаем

$$\psi_A = 0,25.$$

Коэффициент запаса сцепления принимаем

$$K = 1,5.$$

После подстановки числовых значений получим

$$A = \sqrt{(5,9 - 1) \frac{1,5 \cdot 3000}{35 \cdot 0,25 \cdot 0,25}} \approx 100 \text{ мм.}$$

2. Диаметры катков

$$D_1 = \frac{2A}{i - 1} = \frac{2 \cdot 100}{5,9 - 1} = 41 \text{ мм. Принимаем } D_1 = 42 \text{ мм.}$$

$$D_2 = iD_1 = 5,9 \cdot 42 \approx 248 \text{ мм. } A = \frac{D_2 - D_1}{2} = \frac{248 - 42}{2} = 103 \text{ мм.}$$

3. Ширина катков

$$B = \psi_A A = 0,25 \cdot 103 \approx 25 \text{ мм.}$$

7.4. Как изменятся габариты передачи по данным задачи 7.3, если вместо внутреннего касания катков применить внешнее?

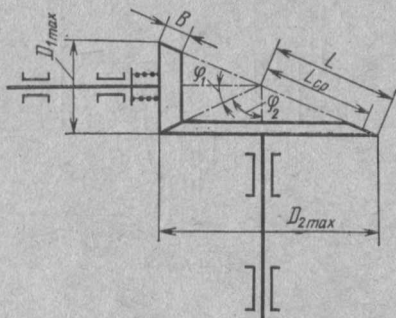


Рис. 7.3

Указание. В расчетной формуле вместо $(i - 1)$ должно быть принято $(i + 1)$.

Ответ. Радиальные габариты почти не изменятся, осевые габариты увеличатся на 18%.

7.5*. Рассчитать фрикционную передачу коническими катками (рис. 7.3). Дано: мощность на ведомом валу $N_2 = 0,5$ кВт; угловая скорость

ведомого вала $\omega_2 = 16$ рад/с, ведущего вала $\omega_1 = 32$ рад/с, материал катков — чугун СЧ 18-36, передача работает без смазки.

Решение.

1. Конусное расстояние, соответствующее средним диаметрам катков (среднее конусное расстояние), определяем из расчета на контактную прочность.

$$L_{cp} = \sqrt{i^2 + 1} \sqrt{\frac{(0,418)^2 K M_1 E}{[\sigma]_k \psi_L i}}.$$

Мощность на ведущем валу

$$N_1 = \frac{N_2}{\eta} = \frac{0,5}{0,9} = 0,556 \text{ кВт} = 556 \text{ Вт}$$

(к. п. д. передачи η принят равным 0,9).

Передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{32}{16} = 2.$$

Момент на ведущем валу

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{556}{32} = 17,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Модуль упругости (оба катка чугунные)

$$E = 1,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемое контактное напряжение (для чугуна СЧ18-36 принято HB200)

$$[\sigma]_K = 1,5 \cdot 200 = 300 \text{ Н/мм}^2.$$

Коэффициент трения (чугун по чугуну без смазки)

$$f = 0,2.$$

Коэффициент ширины катка

$$\frac{B}{L_{cp}} = \psi_L = 0,2.$$

Коэффициент запаса сцепления принимаем

$$K = 1,3.$$

После подстановки числовых значений получим

$$L_{cp} = \sqrt{2^2 + 1} \sqrt{\left(\frac{0,418}{300}\right)^2 \frac{1,3 \cdot 17,4 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 10^5}{0,2 \cdot 0,2 \cdot 2}} = 88 \text{ мм}.$$

2. Углы конусов катков:

$$i = \operatorname{ctg} \varphi_1;$$

$$\varphi_1 = \operatorname{arccotg} 2 = 26^\circ 32';$$

$$\varphi_2 = 90^\circ - \varphi_1 = 90^\circ - 26^\circ 32' = 63^\circ 28'.$$

3. Ширина катков (длина образующей)

$$B = \psi_L L_{cp} = 0,2 \cdot 88 = 17,6 \text{ мм};$$

принимаем $B = 18 \text{ мм}$.

4. Конусное расстояние

$$L = L_{cp} + \frac{B}{2} = 88 + \frac{18}{2} = 97 \text{ мм}.$$

5. Диаметры конусов:

$$D_{1 \max} = 2L \sin \varphi_1 = 2 \cdot 97 \sin 26^\circ 32' = 86,4 \text{ мм};$$

принимаем $D_{1 \max} = 87 \text{ мм};$

$$D_{1 \min} = D_{1 \max} - 2B \sin \varphi_1;$$

$$D_{1 \min} = 87 - 2 \cdot 18 \sin 26^\circ 32' \approx 71 \text{ мм};$$

$$D_{2 \max} = D_{1 \max} i = 87 \cdot 2 = 174 \text{ мм};$$

$$D_{2 \min} = D_{1 \min} i = 71 \cdot 2 = 142 \text{ мм}.$$

6. Конусное расстояние при принятых диаметрах катков

$$L = \frac{D_{1 \max}}{2 \sin \varphi_1} = \frac{87}{2 \sin 26^\circ 32'} = 97,4 \text{ мм}.$$

7.6. Рассчитать реверсивную фрикционную передачу коническими катками (рис. 7.4). Мощность на ведомом валу $N_2 = 1,5$ кВт; частоты вращения $n_2 = 75$ об/мин; $n_1 = 190$ об/мин. Ведущий каток покрыт кожаной лентой, ведомые — чугунные.

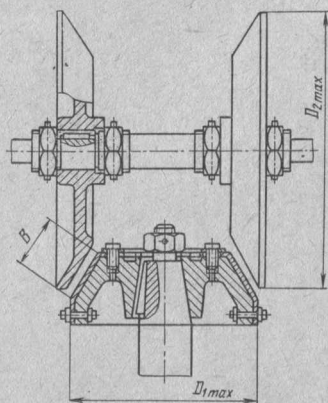


Рис. 7.4

Расчет выполнить, исходя из допустимой удельной нагрузки $[q]$.

Ответ. $D_{1\max} = 418$ мм; $D_{2\max} = 1060$ мм; $B = 80$ мм при

$$K = 1,5; f = 0,25; [q] = 35 \text{ Н/мм};$$

$$\eta = 0,85 \text{ и } \psi_L = \frac{B}{L_{\text{ср}}} = 0,2.$$

7.7. Сушильный барабан (рис. 7.5) расположен на четырех катках. Два из них приводных; вращающий момент передается от электродвигателя через редуктор. Угловая скорость

катков $\omega_1 = 1$ рад/с, угловая скорость барабана $\omega_2 = 0,08$ рад/с. Масса барабана $10 \cdot 10^3$ кг; диаметр $D_6 = 2,85$ м. Фрикционные литые

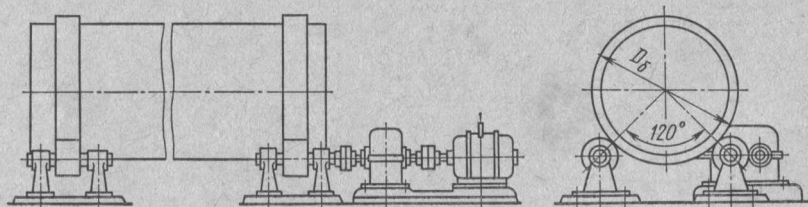


Рис. 7.5

катки изготовлены из стали 35Л, фрикционная дорожка барабана — из чугуна СЧ 15-32 твердостью $HB 225$; $E_{\text{ч}} = 1,1 \cdot 10^5$ Н/мм².

Определить ширину фрикционных катков из расчета на контактную прочность.

Указание. Силу давления между катком и барабаном определить по массе барабана, а диаметр фрикционных катков — по передаточному отношению.

Ответ. 81 мм.

7.8. Определить максимальные и минимальные значения допускаемой мощности на ведомом валу лобового вариатора (рис. 7.6), если $R_{1\max} = R_2 = 125$ мм, $B = 40$ мм, $n_1 = 970$ об/мин, максимальное передаточное

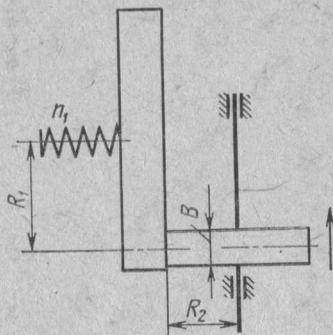


Рис. 7.6

точное отношение $i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = 3$. Ведущий диск из стали 45, ведомый текстолитовый.

Ответ. $N_{2\max} = 4,52$ кВт при $\omega_2 = \omega_{2\max}$ и $N_{2\min} = 1,5$ кВт при $\omega_2 = \omega_{2\min}$, при $[q] = 60$ Н/мм; $f = 0,2$ и $K = 1,35$.

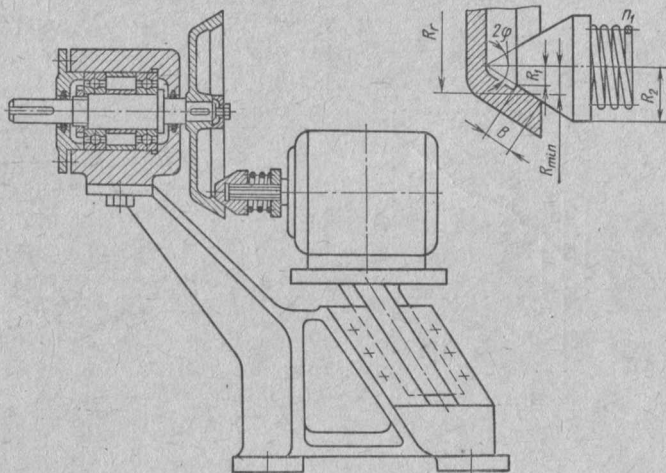


Рис. 7.7

7.9. Определить размеры ведущего конуса фрикционного вариатора (рис. 7.7), если длина контактной линии ведомой конической чашки $B = 10$ мм, минимальный расчетный радиус ведущего конуса

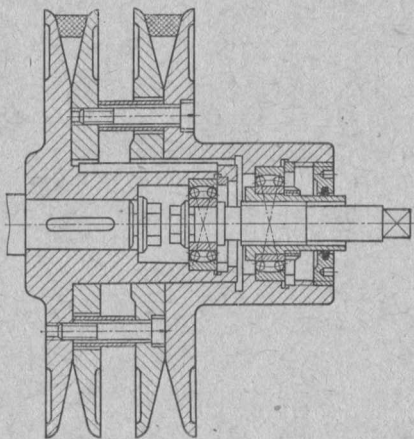


Рис. 7.8

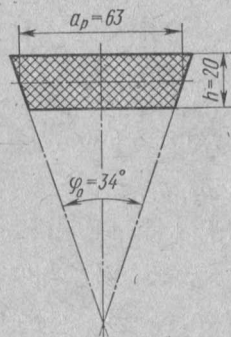


Рис. 7.9

$R_{\min} = 50$ мм, угол при вершине ведущего конуса $2\phi = 90^\circ$, диапазон регулирования $D = 2$.

Ответ. $R_1 \approx 46$ мм; $R_2 \approx 104$ мм.

7.10. Регулируемый шкив электродвигателя выполнен по рис. 7.8. Частота вращения вала электродвигателя $n_1 = 950$ об/мин. Клиновой ремень типа Б (см. табл. П15), наименьший расчетный диаметр шкива $D_{1\min} = 125$ мм, угол канавки 34° . Ведомый шкив нерегулируемый, $D_2 = 180$ мм. Определить наибольшую и наименьшую частоты вращения ведомого шкива. Принять, что расчетный диаметр проходит посередине высоты ремня. Скольжение ремня не учитывать.

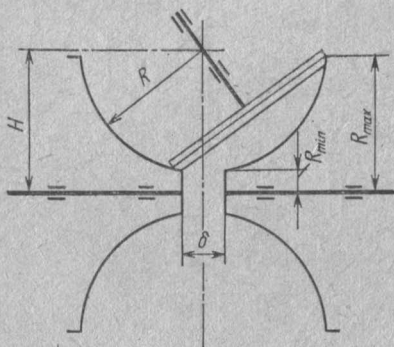


Рис. 7.10

Ответ. $n_{2\max} = 792$ об/мин;
 $n_{2\min} = 660$ об/мин.

7.11. Определить диапазон регулирования вариатора с широким клиновым ремнем. Наибольший расчетный диаметр $D_{\max} = 400$ мм. Размеры ремня даны на рис. 7.9. Зазор между шкивами в сдвинутом положении не учитывать.

Ответ. $D = 3,63$.

7.12. Определить для вариатора с торовыми телами качения и регулированием скорости наклоном промежуточного ролика (рис. 7.10) размеры фрикционных торовых чашек для диапазонов регулирования 4; 6,25 и 8. Расстояние от оси вариатора до центра поворота промежуточного ролика $H = 1,25R_{\max}$; $R_{\max} = 100$ мм; $R = 91$ мм.

Ответ. При $D = 4R_{\min} = 50$ мм, $\delta = 103$ мм; при $D = 6,25R_{\min} = 40$ мм, $\delta = 64$ мм; при $D = 8R_{\min} = 35,3$ мм, $\delta = 32$ мм.

7.13*. В технологическом процессе сушки предусмотрено плавное изменение скорости сушильного конвейера в пределах от $v_{\min} = 0,25$ м/с до $v_{\max} = 1,25$ м/с. Диаметр барабана конвейера $D = 600$ мм, необходимое тяговое усилие на барабана составляет $P_1 = 350$ Н при максимальной скорости и $P_2 = 1200$ Н при минимальной. Какой из двух вариаторов, технические данные которых приведены в табл. 7.1, подходит для этой цели?

Решение.

1. Максимальная необходимая мощность на конвейере

$$N_1 = P_1 v_{\max} = 350 \cdot 1,25 = 438 \text{ Н} = 0,438 \text{ кВт};$$

$$N_2 = P_2 v_{\min} = 1200 \cdot 0,25 = 300 \text{ Н} = 0,3 \text{ кВт};$$

$$N_{\max} = N_1 = 0,438 \text{ кВт}.$$

2. Мощность электродвигателя (принимая к. п. д. редуктора-вариатора $\eta = 0,80$)

$$N_s = \frac{N_{\max}}{\eta} = \frac{0,438}{0,80} = 0,548 \text{ кВт}.$$

3. Частота вращения барабана конвейера

$$n_{\max} = \frac{v_{\max}}{\pi D} = \frac{1,25 \cdot 60}{\pi 0,6} = 39,8 \text{ об/мин};$$

$$n_{\min} = \frac{v_{\min}}{\pi D} = \frac{0,25 \cdot 60}{\pi 0,6} = 7,95 \text{ об/мин};$$

$$n_{\text{ср}} = \sqrt{n_{\max} n_{\min}} = \sqrt{39,8 \cdot 7,95} = 17,8 \text{ об/мин}.$$

4. Диапазон регулирования

$$D = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} = \frac{1,25}{0,25} = 5.$$

5. Максимальный момент на барабане конвейера

$$M_{\max} = P_2 \frac{D}{2} = 1200 \frac{0,6}{2} = 360 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

6. Средние частоты вращения выходных валов редукторов-вариаторов: цепного

$$n_{\text{ср}} = \sqrt{n_{\max} n_{\min}} = \sqrt{45 \cdot 7,5} = 18,3 \text{ об/мин};$$

фрикционного

$$n_{\text{ср}} = \sqrt{70 \cdot 7} = 22,2 \text{ об/мин}.$$

7. По нагрузочным и кинематическим характеристикам оба редуктора-вариатора удовлетворяют требованиям, но цепной вариатор по эксплуатационным характеристикам предпочтительнее.

7.14. Можно ли использовать редуктор-вариатор ВЦ 1/40,8 (см. табл. 7.1) для сушильного конвейера, если $v_{\min} = 0,11$ м/с, $v_{\max} = 0,7$ м/с; $D = 600$ мм; $P_1 = 600$ Н; $P_2 = 2500$ Н (обозначения по задаче 7.13).

Ответ. Да, установив между выходным валом редуктора-вариатора и барабаном конвейера ремennую передачу с передаточным отношением $i = 2$.

7.1 Технические данные вариаторов с редукторными приставками

Вариатор	Частота вращения на входе n_1 , об/мин	Частота вращения на выходе n_2 , об/мин	Передаваемая мощность N , кВт	Максимальный момент на выходном валу M , Н·м
1. Цепной пластинчатый ВЦ1/40,8 (Киевский завод цементного машиностроения)	1500	45—7,5	0,6	450
2. Фрикционный планетарный (Мелекесский завод химического машиностроения)	1360	70—7	0,6	—

ГЛАВА 8

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Справочные данные, необходимые для решения задач гл. 8, приведены в приложении, табл. П10—П18.

8.1. При проверке ременной передачи, схема которой показана на рис. 8.1, были замерены угловые скорости ведущего и ведомого валов: $\omega_1 = 96$ рад/с, $\omega_2 = 23,8$ рад/с. Диаметры шкивов соответственно $D_1 = 180$ мм, $D_2 = 710$ мм.

Определить коэффициент относительного скольжения ε , дать заключение о проверяемой передаче.

Ответ. $\varepsilon = 0,02$, что выше нормы примерно вдвое. Для уменьшения относительного скольжения следует отрегулировать натя-

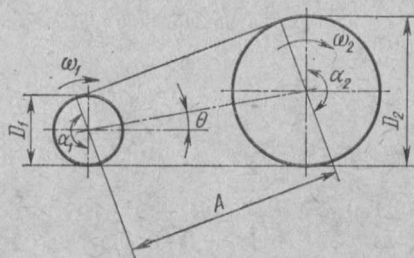


Рис. 8.1

жение ремня, обеспечив оптимальное значение напряжения от предварительного натяжения $\sigma_0 = 1,8$ Н/мм².

8.2. Для передачи хлопчатобумажным ремнем были получены кривые, выражающие зависимости ε и к. п. д. η от коэффициента тяги φ (рис. 8.2).

Определить оптимальное значение коэффициента тяги φ_0 , при котором к. п. д. достигает

максимума, найти соответствующее значение ε и вычислить оптимальное значение удельного окружного усилия k_0 , если напряжение от предварительного натяжения $\sigma_0 = 1,8$ Н/мм².

Сравнить полученное значение k_0 с табличным (см. приложение, табл. П12), если толщина ремня $\delta = 5$ мм, а диаметр меньшего шкива $D_1 = 250$ мм.

Ответ. $\varphi_0 = 0,5$; $\varepsilon = 0,8\%$; $k_0 = 1,8$ Н/мм².

8.3. Для плоскоремной передачи были построены кривые скольжения и графики к. п. д. в зависимости от коэффициента тяги φ при таких значениях σ_0 : 1 — $\sigma_0 = 1,4$; 2 — $\sigma_0 = 1,8$; 3 — $\sigma_0 = 2,2$ Н/мм² (рис. 8.3).

Найти соответствующие оптимальные значения φ_0 и ε ; вычислить k_0 .

Ответ. 1) $k_0 = 1,3$; 2) $1,8$; 3) $2,4$ Н/мм².

8.4. На рис. 8.4 представлены кривые ε и η в зависимости от φ для передачи прорезиненным ремнем, полученные при $\sigma_0 = 1,8 \text{ Н/мм}^2$ и отношении $\delta/D_1 = 1/40$.

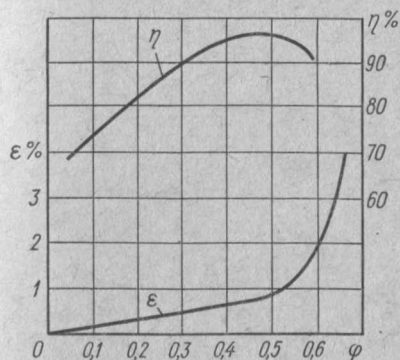


Рис. 8.2

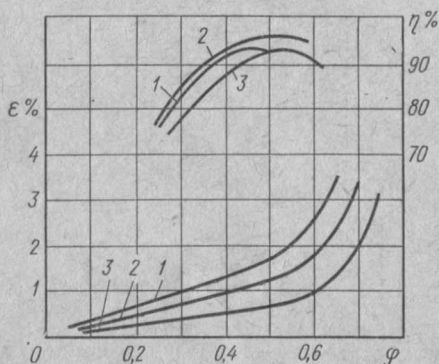


Рис. 8.3

Рассмотреть точки 1 и 2 на кривой скольжения справа и слева от оптимального значения φ , определить соответствующие значения ε и η и объяснить причины снижения к. п. д. передачи в том и другом случаях.

Ответ. В точке 1 возрастают потери из-за буксования, в точке 2 увеличиваются потери на трение в подшипниках вследствие повышенного предварительного натяжения.

8.5*. Определить допускаемое удельное окружное

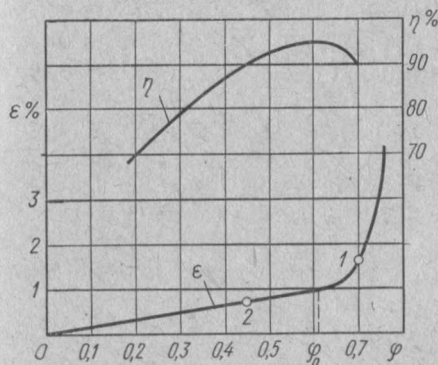


Рис. 8.4

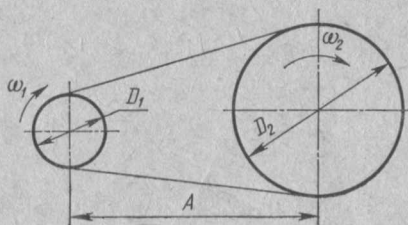


Рис. 8.5

усилие (так называемое полезное напряжение) $[k_n]$ для прорезиненного ремня толщиной $\delta = 5 \text{ мм}$, если диаметры шкивов передачи $D_1 = 200 \text{ мм}$, $D_2 = 450 \text{ мм}$, межосевое расстояние $A = 1 \text{ м}$, угол наклона 10° (рис. 8.5). Угловая скорость ведущего шкива $\omega_1 = 100 \text{ рад/с}$; напряжение от предварительного натяжения $\sigma_0 = 1,8 \text{ Н/мм}^2$. Передача предназначена для привода ленточного транспортера при двухсменной работе.

Решение.

Искомая величина $[k_n] = k_0 C_a C_v C_p C_\theta$.

По табл. П12 находим

$$k_0 = 2,50 - 10 \frac{\delta}{D_{\min}} = 2,50 - 10 \frac{5}{200} = 2,25 \text{ Н/мм}^2.$$

Для определения C_a вычислим угол обхвата малого шкива:

$$\alpha_1 = 180 - 60 \frac{D_2 - D_1}{A} = 180 - 60 \frac{450 - 200}{1000} = 165^\circ;$$

$$C_a = 1 - 0,003 (180 - \alpha_1) = 1 - 0,003 (180 - 165) = 0,95.$$

Для определения C_v вычислим скорость ремня:

$$v = \omega_1 \frac{D_1}{2} = 100 \frac{0,2}{2} = 10 \text{ м/с};$$

$$C_v = 1,04 - 0,0004 v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 10^2 = 1,0.$$

Принимаем по табл. П13 $C_p = 0,9$; при угле наклона меньше 60° коэффициент $C_\theta = 1$. Подставляя найденные величины в формулу для определения $[k_n]$, находим

$$[k_n] = 2,25 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 0,9 = 1,92 \text{ Н/мм}^2.$$

8.6. Определить требуемые размеры сечения прорезиненного ремня, выбрав тип его по стандарту, для следующих условий: привод к ленточному транспортеру; работа в две смены; передаваемая мощность $N = 10$ кВт; диаметры шкивов $D_1 = 200$ мм, $D_2 = 450$ мм; $A = 1000$ мм; угол $\theta = 30^\circ$ (рис. 8.6); угловая скорость $\omega_1 = 100$ рад/с; $\sigma_0 = 1,8$ Н/мм².

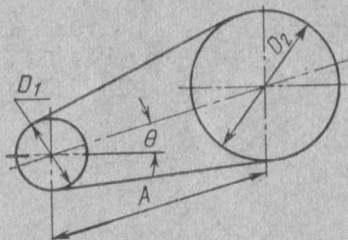


Рис. 8.6

Ответ. Ремень прорезиненный типа В, расчетное сечение $b\delta = 530$ мм². По стандарту (см. табл. П11), с соблюдением условия $\delta/D_{\min} \leq 1/40$, подходит ремень с четырьмя прокладками, $\delta = 5$ мм, $b = 125$ мм.

8.7*. Определить натяжение ведущей ветви ремня сечением 125×5 мм, если передаваемая мощность $N = 10$ кВт, скорость ремня $v = 10$ м/с, $D_1 = 200$ мм, $D_2 = 450$ мм. Ремень прорезиненный, $E \approx 80$ Н/мм², плотность $\rho = 1,1$ кг/дм³; $\sigma_0 = 1,8$ Н/мм².

Вычислить максимальное напряжение в опасном сечении ведущей ветви ремня.

Решение.

$$\text{Окружное усилие } P = \frac{N}{v} = \frac{10 \cdot 10^3}{10} = 1000 \text{ Н}.$$

Натяжение ведущей ветви

$$S_1 = \sigma_0 b \delta + \frac{P}{2} = 1,8 \cdot 125 \cdot 5 + \frac{1000}{2} = 1625 \text{ Н};$$

соответствующее напряжение

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{b \delta} = \frac{1625}{125 \cdot 5} = 2,63 \text{ Н/мм}^2.$$

Наибольшее напряжение от изгиба ремня на малом шкиве

$$\sigma_{\text{и}} \approx E \frac{\delta}{D_1} = 80 \frac{5}{200} = 2,00 \text{ Н/мм}^2.$$

Напряжение от центробежных сил

$$\sigma_v = \rho v^2 = 1,1 \cdot 10^3 \cdot 10^2 = 0,11 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 0,11 \text{ Н/мм}^2.$$

Полное напряжение в сечении ремня в месте его набегаия на малый шкив

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_v = 2,63 + 2,00 + 0,11 = 4,74 \text{ Н/мм}^2.$$

8.8*. По данным предыдущей задачи при межосевом расстоянии передачи $A = 1,0$ м определить долговечность (в ч) прорезиненного ремня без прослоек, для которого предел выносливости $\sigma_y = 6 \text{ Н/мм}^2$.

Решение.

Расчетную долговечность ремня в часах определяем по формуле

$$H = \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\text{max}}} \right)^5 \frac{10^7}{3600zu} C_i,$$

где C_i — коэффициент, учитывающий передаточное число:

$$\begin{array}{ccccc} \text{при значении } i = & 1 & 1,4 & 2 & 4 \\ C_i = & 1 & 1,4 & 1,7 & 1,9 \end{array}$$

z — число шкивов, охватываемых ремнем; здесь $z = 2$;

u — число пробегов ремня в секунду: $u = \frac{v}{L}$.

Определяем

$$i = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} = \frac{450}{200(1-0,01)} = 2,28.$$

Найденному значению i соответствует $C_i = 1,74$.

Определяем длину ремня:

$$\begin{aligned} L &= 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} = \\ &= 2 + 1,57(0,20 + 0,45) + \frac{(0,45 - 0,20)^2}{4} = 3,04 \text{ м.} \end{aligned}$$

Следовательно,

$$u = \frac{v}{L} = 10/3,04 = 3,3 \text{ 1/с.}$$

Расчетная долговечность

$$H = \left(\frac{6}{4,74} \right)^5 \frac{10^7}{3600 \cdot 2 \cdot 3,3} 1,74 \approx 2300 \text{ ч.}$$

8.9. Какова будет долговечность ремня повышенной прочности, для которого $\sigma_y = 6,9 \text{ Н/мм}^2$, если остальные данные будут те же, что и в предыдущей задаче?

Ответ. $H \approx 4500 \text{ ч.}$

8.10. Как отражается на долговечности ремня изменение межосевого расстояния? Определить расчетную долговечность ремня

при тех же данных, что и в задачах 8.7 и 8.8, но при значениях $A = 2(D_1 + D_2)$ и $A = D_1 + D_2$.

Ответ. 2700 и 1700 ч.

8.11. Проанализировать влияние толщины ремня на его тяговую способность и долговечность, если площадь поперечного сечения ремня остается постоянной, прочие условия (передаваемая мощность, диаметры шкивов, расположение передачи, режим работы и др.) сохраняются неизменными.

Задачу решить в общем виде и для частного примера: сечение ремня 375 мм^2 ; тип В по ГОСТ 101—54 (см. табл. П11); диаметры шкивов $D_1 = 280 \text{ мм}$, $D_2 = 710 \text{ мм}$; скорость $v = 10 \text{ м/с}$; $A = 1,5 \text{ м}$; $C_p = 1$; $\sigma_0 = 1,8 \text{ Н/мм}^2$. Рассмотреть варианты решений с числом прокладок от 3 до 6, построить соответствующие графики зависимости $[P]$ и H от δ , приняв $\sigma_1 + \sigma_v = 2,5 \text{ Н/мм}^2$.

Ответ. Зависимость k_0 от δ выражается формулой $2,5 - 10 \frac{\delta}{D_{\min}} \text{ Н/мм}^2$ (см. табл. П12); следовательно, зависимость $[P]$ от δ тоже линейная.

Зависимость долговечности ремня от его толщины может быть найдена на основании формулы для определения H , приведенной в задаче 8.8; знаменатель этой формулы $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_n$ имеет для данного случая две постоянные величины σ_1 и σ_v и переменную $\sigma_n = E \frac{\delta}{D_1}$. Для первого варианта при числе прокладок $z = 3$ долговечность ремня примерно в 4 раза больше, чем для последнего — при $z = 6$.

8.12. Определить влияние скорости ремня на его долговечность H и на допускаемое значение передаваемой мощности $[N]$. Все прочие параметры передачи считать неизменными. Решение дать в общем виде и рассмотреть частные случаи при следующих исходных данных: ремень прорезиненный типа В сечением $b\delta = 100 \times 5 \text{ мм}$; диаметры шкивов $D_1 = 200 \text{ мм}$, $D_2 = 450 \text{ мм}$; $A = 1 \text{ м}$; $\sigma_0 = 1,8 \text{ Н/мм}^2$; $E = 80 \text{ Н/мм}^2$; C_p и C_0 принять равными 1. Вычисления выполнить для значений $\omega_1 = 50$; 75; 100 и 150 рад/с.

Указание. Для упрощения расчетов можно принять в первом приближении коэффициент $C_v = 1$, а напряжение от центробежных сил σ_v считать пренебрежимо малыми.

При уточненном расчете следует учесть изменение величин C_v и σ_v в зависимости от v и сравнить результаты расчетов с предыдущими.

Ответ. В первом приближении без учета изменения C_v и σ_v в зависимости от v долговечность H с возрастанием скорости снижается по гиперболической кривой $Hv = \text{const}$. Зависимость $[N]$ от v линейная: $[N] = [P]v = [k_n]b\delta v$.

8.13. Какова должна быть площадь поперечного сечения хлопчатобумажного ремня для передачи от двигателя АОП 2-52-6 (7,5 кВт, 950 об/мин) к компрессору, если диаметры шкивов $D_1 = 280 \text{ мм}$, $D_2 = 500 \text{ мм}$, $A = 1500 \text{ мм}$, угол наклона $\theta = 20^\circ$, работа в две смены.

Ответ. Требуемое сечение ремня $b\delta = 410 \text{ мм}^2$. По ГОСТ 6982-54 ближайшие значения $\delta = 4,5 \text{ мм}$, $b = 100 \text{ мм}$.

8.14*. Хлопчатобумажный цельнотканый ремень, рассчитанный с некоторым запасом для привода от электродвигателя А 71-6 (14 кВт, 970 об/мин) к центробежному насосу, имеет сечение $b = 125 \text{ мм}$, $\delta = 8,5 \text{ мм}$. Производительность насоса несколько повысилась, и вместо двигателя указанной марки был установлен двигатель новой серии А2 71-6 (17 кВт, 970 об/мин). Проверьте, можно ли оставить тот же ремень, если шкивы не заменяли ($D_1 = 280 \text{ мм}$, $D_2 = 500 \text{ мм}$), межосевое расстояние $A = 1500 \text{ мм}$. Принять $C_p = 0,8$ и $C_\theta = 1$.

Решение.

Следует определить расчетное значение удельного окружного усилия k_n и сравнить его с допускаемым.

С этой целью определяем скорость ремня:

$$v = \omega_1 \frac{D_1}{2} = \frac{\pi n_1}{30} \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{3,14 \cdot 970}{30} \cdot 0,140 = 14,2 \text{ м/с}.$$

Вычисляем окружное усилие:

$$P = \frac{N}{v} = \frac{17 \cdot 10^3}{14,2} = 1,2 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Находим удельное окружное усилие:

$$k_n = \frac{P}{b\delta} = \frac{1,2 \cdot 10^3}{125 \cdot 8,5} = 1,05 \text{ Н/мм}^2.$$

Для вычисления $[k_n]$ найдем по табл. П12 значение

$$k_0 = 2,1 - 15 \frac{8,5}{280} \approx 1,64 \text{ Н/мм}^2.$$

Определяем угол обхвата:

$$\alpha_1 = 180 - 60 \frac{D_2 - D_1}{A} = 180 - 60 \frac{500 - 280}{1500} = 171^\circ.$$

Следовательно, $C_\alpha = 1 - 0,003 (180 - 171) = 0,97$;

$$C_v = 1,04 - 0,0004 v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 14,2^2 = 0,96.$$

Остальные коэффициенты (C_p и C_θ) указаны в условии задачи. Таким образом,

$$[k_n] = k_0 C_\alpha C_v C_p C_\theta = 1,64 \cdot 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,8 = 1,22 \text{ Н/мм}^2.$$

Сравнение расчетного значения k_n с допускаемым показывает, что ремень пригоден.

8.15. Определить предельное значение допускаемой для передачи мощности хлопчатобумажным ремнем, размеры сечения которого приведены в предыдущей задаче, при соблюдении тех же условий.

Ответ. 19,5 кВт.

8.16. Изношенный кожаный ремень был заменен прорезиненным такого же сечения. Допустима ли такая замена? Сравните значения тяговой способности того и другого ремня при одинаковых условиях.

Выполните конкретный расчет для ремней сечением 150×5 мм, при диаметре ведущего шкива $D_1 = 200$ мм, $n_1 = 970$ об/мин.

Ответ. Тяговая способность прорезиненного ремня примерно на 5% выше.

8.17. Аналогичную задачу решите для случая замены кожаного ремня хлопчатобумажным цельнотканым по ГОСТ 6982-54. Для сопоставления выполните расчет ремней толщиной 4,5 мм. Остальные условия одинаковы с теми, какие указаны в предыдущей задаче.

Ответ. Тяговая способность хлопчатобумажного ремня примерно на 20% ниже, чем кожаного.

8.18. Ременная передача со шкивами $D_1 = 400$ мм и $D_2 = 1000$ мм была рассчитана при межосевом расстоянии $A = 3$ м. Однако в дальнейшем оказалось необходимым сократить A на 1 м.

Определите, как изменится длина ремня; отразится ли сокращение A на тяговой способности и долговечности ремня?

Ответ. Длина ремня уменьшится примерно на 2 м; на тяговой способности уменьшение A почти не отразится (уменьшение $\sim 2\%$), расчетная же долговечность снизится почти на 25%.

8.19. Передача прорезиненным ремнем сечением $150 \times 6,25$ мм была рассчитана для привода насоса от электродвигателя А2-71-4 (22 кВт, 1450 об/мин) при условии работы в одну смену.

Как отразится на работоспособности ремня и на его долговечности переход на трехсменную работу?

Ответ. Реальная тяговая способность ремня не изменится, но значения $[k_n]$ и $[P]$ снизятся примерно на 20%. Рабочий ресурс в часах останется тот же, но календарный срок службы уменьшится в 3 раза.

8.20. Ременная передача была рассчитана по номинальной мощности электродвигателя АО2-52-4 (10 кВт, 1440 об/мин). Но при монтаже привода требуемого двигателя не оказалось на складе и было предложено установить электродвигатель той же мощности АО2-61-6, но с меньшей угловой скоростью (10 кВт, 965 об/мин), оставив те же шкивы ($D_1 = 160$ мм, $D_2 = 450$ мм).

Допустима ли такая замена?

Какое предложение в данном случае было бы уместным?

8.21. Привод к ленточному транспортеру, показанный на рис. 8.7, был рассчитан на номинальную потребляемую мощность 5 кВт; скорость ленты транспортера $v_d = 0,3$ м/с, шкивы ременной передачи $D_1 = 250$ мм и $D_2 = 710$ мм; электродвигатель был выбран с запасом мощности: АОП2-52-6 (7,5 кВт, 950 об/мин).

В процессе эксплуатации потребовалось увеличить скорость ленты транспортера до $v'_d = 0,42$ м/с при том же тяговом усилии.

С этой целью было предложено простое решение: заменить ведомый шкив $D_2 = 710$ мм на шкив меньшего диаметра $D_2 = 500$ мм, чтобы уменьшить передаточное число ременной передачи и всего привода.

Рационально ли такое решение? Как оно отразится на ременной передаче? Достаточно ли мощность двигателя указанного выше типа? Укажите другое возможное решение.

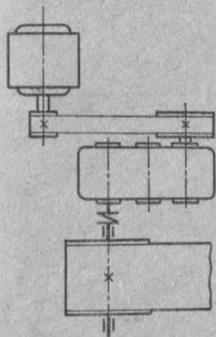


Рис. 8.7

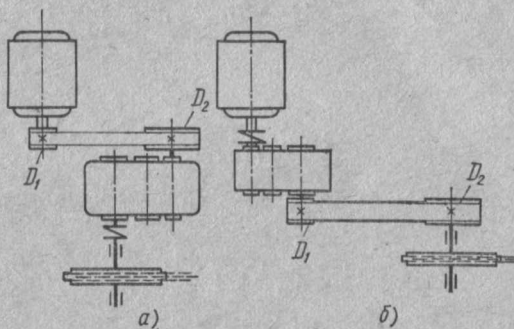


Рис. 8.8

8.22. При проектировании привода к цепному конвейеру было предложено два варианта, представленные на рис. 8.8:

по схеме а ременная передача предусмотрена перед редуктором, по схеме б — после редуктора. В обоих случаях передаточное число ременной передачи и скорость ремня предполагаются неизменными.

Какой вариант предпочтительнее с экономической точки зрения и по габаритам?

Ответ. Рациональнее вариант а; хотя в этом случае редуктор должен передавать больший момент, чем во втором случае (пропорционально передаточному числу ременной передачи), однако габариты его возрастают пропорционально $\sqrt[3]{M}$, тогда как окружное усилие в ременной передаче по схеме б и диаметры шкивов возрастают прямо пропорционально передаточному числу редуктора.

8.23*. Рассчитать ременную передачу с натяжным роликом (рис. 8.9): ремень прорезиненный, электродвигатель АОП2-61-6 (10 кВт, 960 об/мин), передача к винтовому транспортеру с горизонтально расположенным валом, имеющим $n_2 = 240$ об/мин, работа в одну смену.

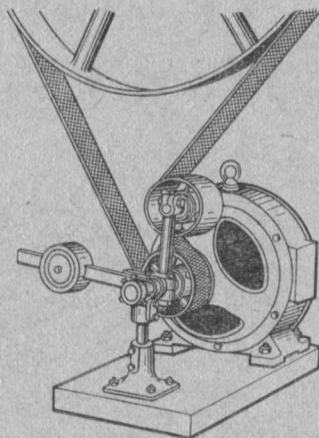


Рис. 8.9

Решение.

Определяем по формуле Саверина диаметр ведущего шкива:

$$D_1 \approx 1200 \sqrt[3]{\frac{N}{n_1}} = 1200 \sqrt[3]{\frac{10}{960}} \approx 260 \text{ мм};$$

ближайший по ГОСТ 17383—72 $D_1 = 250$ мм.

Диаметр ведомого шкива (без учета относительного скольжения)

$$D_2 = D_1 \frac{n_1}{n_2} = 250 \frac{960}{240} = 1000 \text{ мм}$$

(соответствует стандартному значению).

Уточненное передаточное число при скольжении 0,01

$$i = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} = \frac{1000}{250(1-0,01)} = 4,04.$$

Уточненное значение $n_2 = 238$ об/мин — отклонение вполне допустимое. Определяем скорость ремня:

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,250 \cdot 960}{60} = 12,56 \text{ м/с.}$$

Находим окружное усилие

$$P = \frac{N}{v} = \frac{10 \cdot 10^3}{12,56} = 795 \text{ Н.}$$

Выбираем по табл. П11 ремень прорезиненный типа В. Его толщина должна быть не более $D_1/40$, т. е. не более 6,25 мм. Задаемся числом прокладок $z = 4$, толщина $\delta = 1,25$ $z = 5$ мм. Определяем по табл. П12

$$k_0 = 2,5 - 10 \frac{\delta}{D_1} = 2,5 - 10 \frac{5}{250} = 2,25 \text{ Н/мм}^2.$$

Выполнив схему передачи в масштабе с углом погружения натяжного ролика 120° , находим угол обхвата малого шкива

$$\alpha_1 = 210^\circ.$$

Расчетные коэффициенты

$$C_\alpha = 1 + 0,005 (210 - 180^\circ) = 1,15;$$

$$C_v = 1,04 - 0,0004 v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 12,56^2 = 0,98.$$

По табл. П13 имеем

$$C_p = 0,8.$$

Для передач с натяжным роликом $C_\theta = 1$.

Определяем допускаемое значение:

$$[k_p] = k_0 C_\alpha C_v C_p = 2,25 \cdot 1,15 \cdot 0,98 \cdot 0,8 = 2,03 \text{ Н/мм}^2.$$

Требуемое сечение ремня

$$F = \frac{P}{[k]} = \frac{795}{2,03} = 392 \text{ мм}^2.$$

Ширина ремня $b \geq \frac{F}{\delta} = \frac{392}{5} \approx 78$ мм; ближайшее значение по ГОСТ 101—54 (см. табл. П11) $b = 80$ мм. Фактическая площадь поперечного сечения ремня $F = b\delta = 80 \cdot 5 = 400 \text{ мм}^2$.

8.24. По данным предыдущей задачи определить натяжения ветвей ременной передачи с натяжным роликом, вычислить силу, действующую на натяжной ролик и найти массу груза. Схема пере-

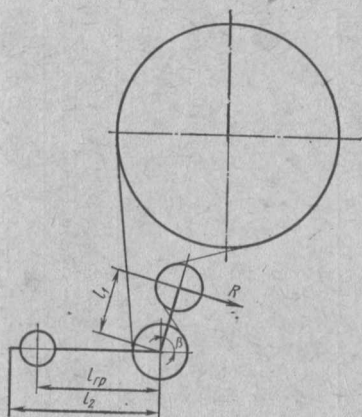


Рис. 8.10

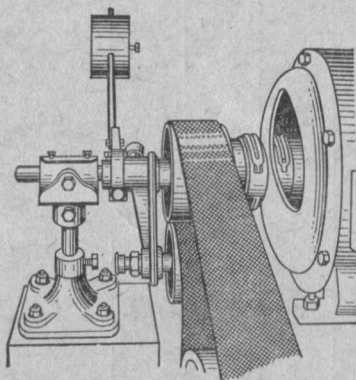


Рис. 8.11

дачи показана на рис. 8.10; размеры $l_1 = 300$ мм, $l_2 = 650$ мм; $l_{rp} = 500$ мм. Массы элементов натяжного устройства: рычага ролика $m_1 = 7$ кг, комплекта натяжного ролика (включая ось и подшипники) $m_{рол} = 10$ кг, рычага груза $m_2 = 8$ кг.

Ответ. Натяжение ведущей ветви $S_1 = 1100$ Н, ведомой $S_2 = 320$ Н, сила давления на ролик $R = 320$ Н, масса груза $m_{rp} = 14$ кг.

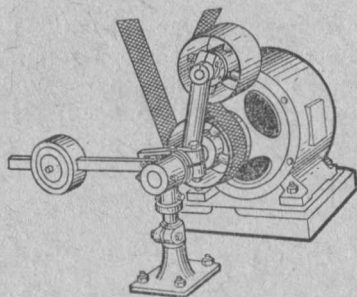


Рис. 8.12

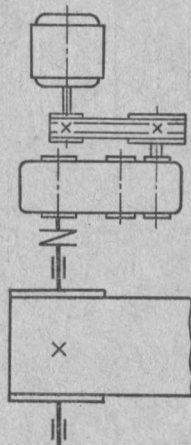


Рис. 8.13

8.25**. Рассчитать ременную передачу с натяжным роликом от электродвигателя к редуктору транспортера при следующих данных (см. табл.).

Вариант	N, кВт	n_1 , об/мин	n_2	Транспортер	Ремень	Рисунок	Количество смен
1	4	735	180	Ленточный	Хлопчатобумажный	8.11	3
2	4	950	240	»	»	8.11	3
3	4,5	735	210	»	»	8.11	3
4	4,5	950	270	Винтовой	»	8.11	2
5	5	735	150	»	»	8.11	1
6	5	950	190	»	Кожаный	8.12	1
7	5	1440	290	»	»	8.12	2
8	6	735	130	Цепной	»	8.12	1
9	6,5	980	200	»	»	8.12	1
10	7	735	130	»	»	8.11	1
11	7	980	180	»	Прорезиненный	8.11	2
12	7	1440	410	Скребок	Кожаный	8.11	2
13	8	735	150	»	»	8.11	1
14	8	980	220	»	Прорезиненный	8.12	1
15	8	1460	290	»	»	8.12	2
16	9	735	160	Элеватор	»	8.12	2
17	9	980	220	»	»	8.12	2
18	9	1460	400	»	»	8.12	2
19	10	735	180	»	»	8.11	3
20	10	980	220	»	»	8.11	3
21	10	1460	360	»	»	8.11	3
22	12	735	160	Пластинчатый	»	8.11	1
23	12	980	200	»	»	8.11	1
24	12	1460	360	»	»	8.11	1
25	14	735	180	»	»	8.12	2
26	14	980	220	»	»	8.12	2
27	14	1460	400	Ленточный	»	8.11	1
28	16	735	180	»	»	8.11	1
29	18	980	280	»	»	8.11	1
30	20	1460	420	»	»	8.11	1

8.26*. Рассчитать клиноременную передачу, показанную в кинематической схеме привода ленточного транспортера (рис. 8.13).

Передаваемая мощность соответствует номинальной мощности электродвигателя АОП2—52—6 (7,5 кВт, 950 об/мин). Частота вращения ведомого шкива $n_2 = 330$ об/мин. Работа в одну смену.

Решение.

На основании табл. П16 подбираем ремень типа Б с площадью поперечного сечения $F = 138 \text{ мм}^2$, $a = 17 \text{ мм}$, $h = 10,5 \text{ мм}$.

По табл. П17 наименьший допустимый диаметр ведущего шкива для выбранного ремня $D_1 = 140 \text{ мм}$. Для определения диаметра ведомого шкива находим передаточное число

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{950}{330} = 2,88.$$

Примем $\varepsilon = 0,01$, тогда

$$D_2 = iD_1(1 - \varepsilon) = 2,88 \cdot 140 \cdot 0,99 \approx 400 \text{ мм}.$$

Скорость ремня

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,140 \cdot 950}{60} = 7 \text{ м/с.}$$

Окружное усилие

$$P = \frac{N}{v} = \frac{7,5 \cdot 10^3}{7} = 1070 \text{ Н.}$$

Определяем наименьшее допустимое межосевое расстояние:

$$A = 0,55 (D_1 + D_2) + h = 0,55 (140 + 400) + 10,5 = 308 \text{ мм.}$$

Принимаем $A = D_2 = 400 \text{ мм.}$

Вычисляем длину ремня:

$$\begin{aligned} L &= 2A + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} = 2 \cdot 400 + \\ &= \frac{3,14}{2} (140 + 400) + \frac{(400 - 140)^2}{4 \cdot 400} = 1690 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Ближайшая по ГОСТ 1284—68 длина клинового ремня (приведена в табл. П15) $L = 1700 \text{ мм.}$

Уточняем межосевое расстояние:

$$A = 0,125 (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8 \Delta^2}),$$

где

$$\lambda = 2L - \pi (D_1 + D_2) = 2 \cdot 1700 - 3,14 (140 + 400) = 1700 \text{ мм} = 1,7 \text{ м;}$$

$$\Delta = D_2 - D_1 = 400 - 140 = 260 \text{ мм} = 0,26 \text{ м;}$$

$$A = 0,125 (1,7 + \sqrt{1,7^2 - 8 \cdot 0,26^2}) = 0,405 \text{ м} = 405 \text{ мм.}$$

Проверяем, выполнено ли условие ограничения числа пробегов в единицу времени:

$$\text{расчетное значение } u = \frac{v}{L} = \frac{7}{1,7} = 4,1 \text{ 1/с.}$$

допускаемое значение $[u] = 10 \text{ 1/с.}$

Условие $u \leq [u]$ выполнено.

Определяем угол обхвата малого шкива:

$$\alpha_1 = 180 - 60 \frac{D_2 - D_1}{A} = 180 - 60 \frac{400 - 140}{405} = 142^\circ.$$

Вычисляем коэффициенты:

$$C_\alpha = 1 - 0,003 (180 - \alpha_1) = 1 - 0,003 (180 - 142) = 0,88;$$

$$C_v = 1,05 - 0,0005 v^2 = 1,05 - 0,0005 \cdot 7^2 = 1,03;$$

$$C_p = 1 \text{ (по табл. П13).}$$

По табл. П18 находим (при $\sigma_0 = 1,5 \text{ Н/мм}^2$) $k_0 = 1,67 \text{ Н/мм}^2$;

$$[k_n] = k_0 C_\alpha C_v C_p = 1,67 \cdot 0,88 \cdot 1,03 = 1,51 \text{ Н/мм}^2.$$

Необходимое число ремней

$$z = \frac{P}{[k]F} = \frac{1070}{1,51 \cdot 138} = 5.$$

Сила давления на вал

$$Q = 2\sigma_0 F z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 1,5 \cdot 138 \cdot 5 \sin 71^\circ = 1950 \text{ Н.}$$

8.27. Определить число клиновых ремней типа Б в приводе, указанном в предыдущей задаче, если диаметр ведущего шкива будет не 140 мм, а 180 мм.

Ответ. $z = 3$.

8.28**. Начертить кинематическую схему привода лебедки (рис. 8.14), определить расчетную мощность и общее передаточ-

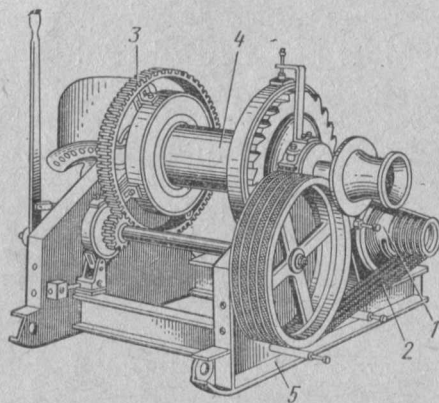


Рис. 8.14. Электрическая лебедка:

1 — электродвигатель; 2 — клиноременная передача; 3 — зубчатая передача; 4 — барабан; 5 — рама

ное число всего привода и передаточные числа зубчатой и ременной передач, рассчитать клиноременную передачу по следующим данным:

Вариант	Диаметр барабана D , мм	Тяговое усилие каната P , Н	Скорость каната v , м/с	Частота вращения вала электродвигателя n , об/мин	Вариант	Диаметр барабана D , мм	Тяговое усилие каната P , Н	Скорость каната v , м/с	Частота вращения вала электродвигателя n , об/мин
1	200	600	1	1330	16	250	800	1	720
2	200	650	1	1330	17	250	1000	0,8	670
3	200	700	1	1330	18	250	900	0,8	670
4	200	750	1	1330	19	250	750	0,7	720
5	200	800	0,9	900	20	250	500	0,8	650
6	200	900	0,9	900	21	280	500	1,1	860
7	200	1000	0,8	860	22	280	600	1	860
8	225	500	1,1	900	23	280	700	1	860
9	225	600	1	860	24	280	800	0,8	670
10	225	700	0,9	860	25	280	1000	0,7	670
11	225	800	0,9	900	26	320	500	1	660
12	225	900	0,8	900	27	320	600	1	670
13	225	1000	0,8	860	28	320	700	0,9	670
14	250	600	1,2	860	29	320	800	0,8	670
15	250	700	1,1	720	30	320	1000	0,6	670

ГЛАВА 9

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

С первого января 1972 г. введены новые термины и обозначения некоторых геометрических параметров зубчатых передач (по ГОСТ 16530—70, 16531—70, 16532—70):

- a — межосевое расстояние;
 - b — ширина венца цилиндрического зубчатого колеса;
 - d — диаметр делительной окружности (делительный диаметр);
 - d_a — диаметр окружности вершин зубьев (диаметр вершин зубьев);
 - d_f — диаметр окружности впадин зубьев (диаметр впадин зубьев).
- Остальные обозначения и расчетные формулы — по книге [2].

9.1. Цилиндрическая зубчатая передача с прямыми зубьями (рис. 9.1.) имеет $m = 3$ мм; $z_1 = 20$; $z_2 = 100$.

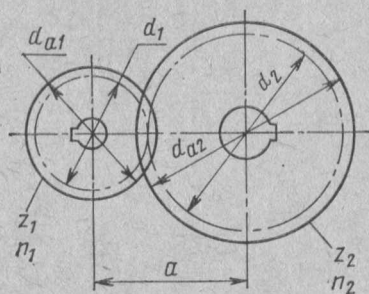


Рис. 9.1

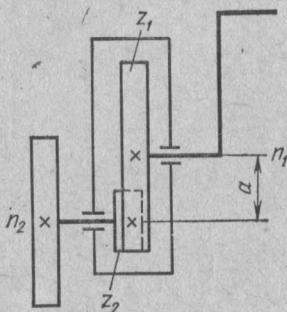


Рис. 9.2. Кинематическая схема привода ручного точила

Установить передаточное число и основные геометрические параметры передачи. Межосевое расстояние a , диаметры делительных окружностей d_1 и d_2 , диаметры окружностей вершин зубьев d_{a1} и d_{a2} .

Ответ. $i = 5$; $a = 180$ мм; $d_1 = 60$ мм; $d_{a1} = 66$ мм; $d_2 = 300$ мм; $d_{a2} = 306$ мм.

9.2. Для прямозубой цилиндрической зубчатой передачи (см. рис. 9.1) известно: $a = 200$ мм; $m = 4$ мм; $i = 4$; $z_1 = 20$.

Определить основные размеры зубчатых колес, а также угловую скорость ω_2 колеса, если угловая скорость шестерни $\omega_1 = 100$ рад/с.

Ответ. $d_1 = 80$ мм; $d_{a1} = 88$ мм; $d_2 = 320$ мм; $d_{a2} = 328$ мм; $\omega_2 = 25$ рад/с.

9.3. Шлифовальный круг ручного точила (рис. 9.2) приводится во вращение от рукоятки через прямозубую цилиндрическую передачу с внутренним зацеплением.

Установить основные размеры передачи a , d , d_a , а также передаточное число и угловую скорость ω_3 вала шлифовального камня, если известны параметры передачи: $z_1 = 96$; $z_2 = 16$; $m = 1,5$ мм; $\omega_1 = 4,2$ рад/с.

Ответ. $i = 6$; $a = 60$ мм; $d_1 = 144$ мм; $d_{a1} = 147$; $d_2 = 24$ мм; $d_{a2} = 27$ мм; $\omega_2 = 25,2$ рад/с.

9.4. Прямозубая передача (см. рис. 9.1) имеет следующие параметры; $z_1 = 18$; $z_2 = 90$; $d_{a1} = 100$ мм. Найти модуль и межосевое расстояние a .

Ответ. $m = 5$ мм; $a = 270$ мм.

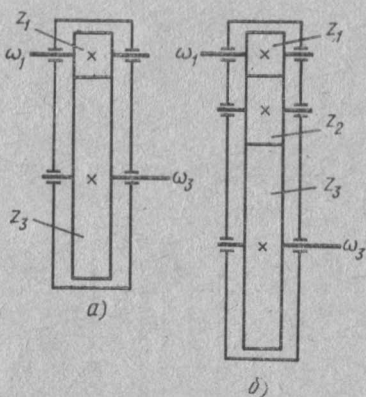


Рис. 9.3

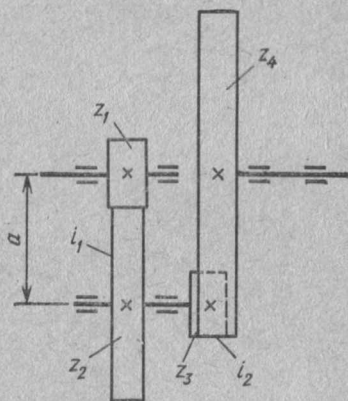


Рис. 9.4

9.5. Для двух зубчатых передач, показанных на рис. 9.3, а и б, определить передаточное число и угловую скорость ведомого вала. Какое влияние оказывает промежуточное зубчатое колесо z_2 на величину передаточного числа и на направление вращения ведомого вала? $z_1 = 20$; $z_2 = 25$; $z_3 = 85$; $\omega_1 = 56,5$ рад/с.

Ответ. $i = 4,25$; $\omega_3 = 13,3$ рад/с.

9.6. Цилиндрическая зубчатая передача состоит из двух колес внешнего и двух колес внутреннего зацепления (рис. 9.4). По известным $a = 150$ мм; $i_{\text{общ}} = 20$; $m = 2,5$ мм и $i_2 = 5$ определить передаточные числа отдельных ступеней передачи и числа зубьев зубчатых колес.

Ответ. $i_1 = 4$; $i_2 = 5$; $z_1 = 24$; $z_2 = 96$; $z_3 = 30$; $z_4 = 150$.

9.7. Определить передаточное число редуктора приводной станции ленточного конвейера (рис. 9.5), если скорость ленты $v = 0,75$ м/с; диаметр барабана $D_6 = 350$ мм; частота вращения вала электродвигателя $n_1 = 940$ об/мин.

Ответ. $i_p = 23$.

9.8. Определить потребную мощность электродвигателя привода ленточного конвейера (см. рис. 9.5), если тяговое усилие ленты $P_1 = 5000$ Н, скорость ее движения $v = 0,75$ м/с и все валы установлены на подшипниках качения. К. п. д. пары зубчатых колес $\eta_1 = 0,98$; к. п. д., учитывающий потери в паре подшипников качения, $\eta_2 = 0,99$.

Ответ. 4,08 кВт.

9.9. По чертежу коробки передач (рис. 9.6.) установить число скоростей, определить передаточные числа и угловые скорости ведомого вала для каждой ступени передач, если ведущий вал вращается с угловой скоростью $\omega_1 = 52,4$ рад/с.

Ответ. $i_4 = 2,43$; $i_1 = 1,57$; $i_2 = 1$; $i_3 = 0,636$; $\omega_4 = 21,5$ рад/с; $\omega_1 = 33,3$ рад/с; $\omega_2 = 52,4$ рад/с; $\omega_3 = 82,2$ рад/с.

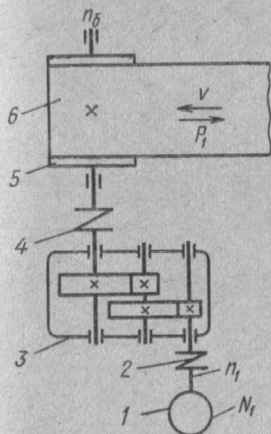


Рис. 9.5. Приводная станция ленточного конвейера:

1 — электродвигатель; 2 и 4 — упругие муфты; 3 — зубчатый редуктор; 5 — барабан; 6 — лента конвейера

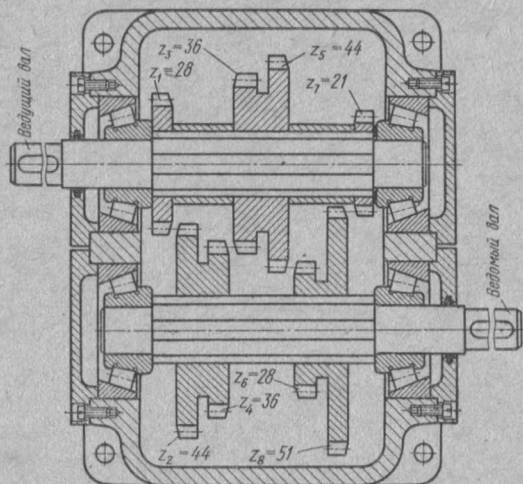


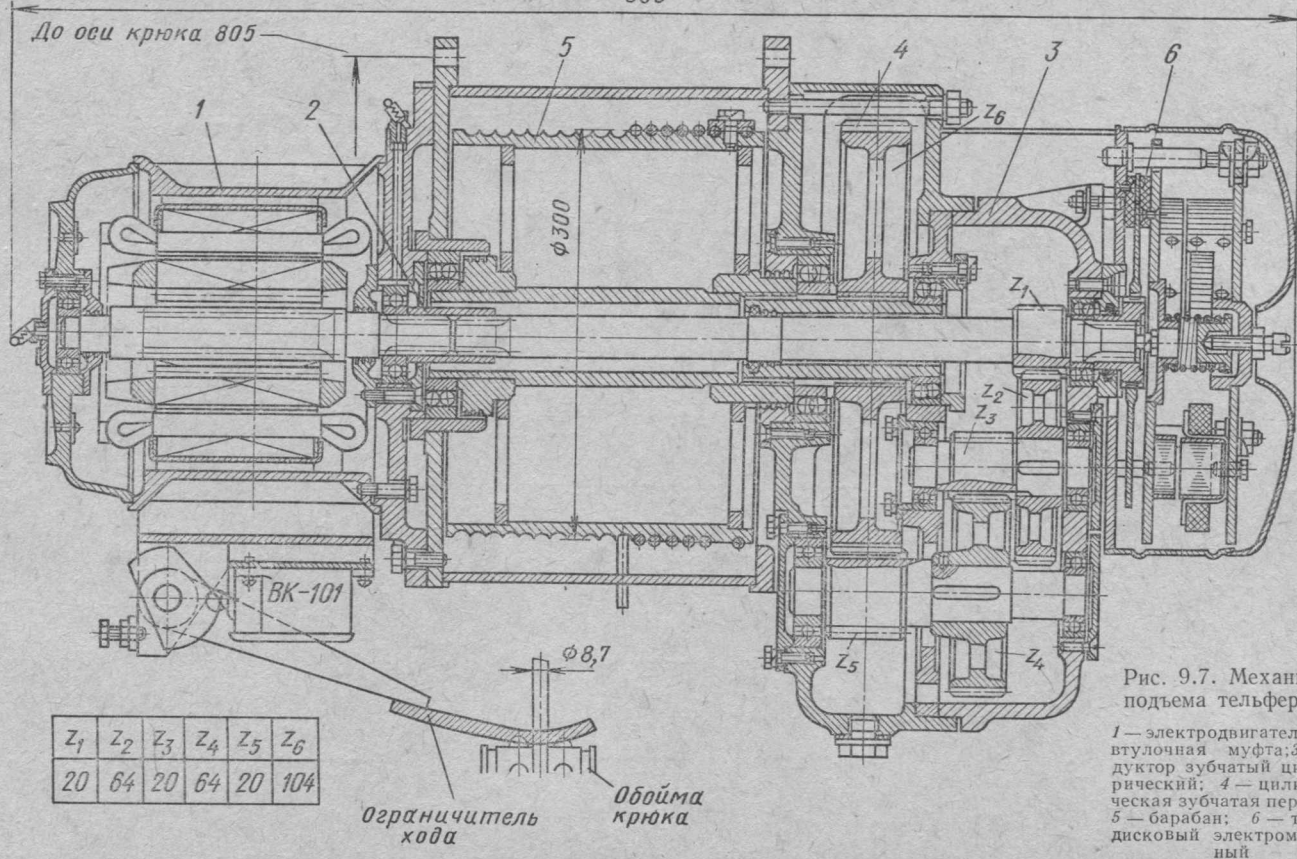
Рис. 9.6

9.10. По данным и результатам решения предыдущей задачи определить величины моментов на ведомом валу при включении каждой из ступеней передачи, если подводимая к ведущему валу мощность $N = 50$ кВт; к. п. д. зубчатой пары $\eta_1 = 0,98$; к. п. д., учитывающий потери в одной паре подшипников качения, $\eta_2 = 0,99$.

Ответ. $M_4 = 2420$ Н·м; $M_1 = 1560$ Н·м; $M_2 = 995$ Н·м; $M_3 = 632$ Н·м.

9.11. По чертежу механизма подъема тельфера (рис. 9.7) составить кинематическую схему, определить общее передаточное число зубчатых передач и частоту вращения барабана. Частота вращения вала электродвигателя $n_{дв} = 940$ об/мин.

Ответ. $i = 53,2$; $n_6 = 17,7$ об/мин.



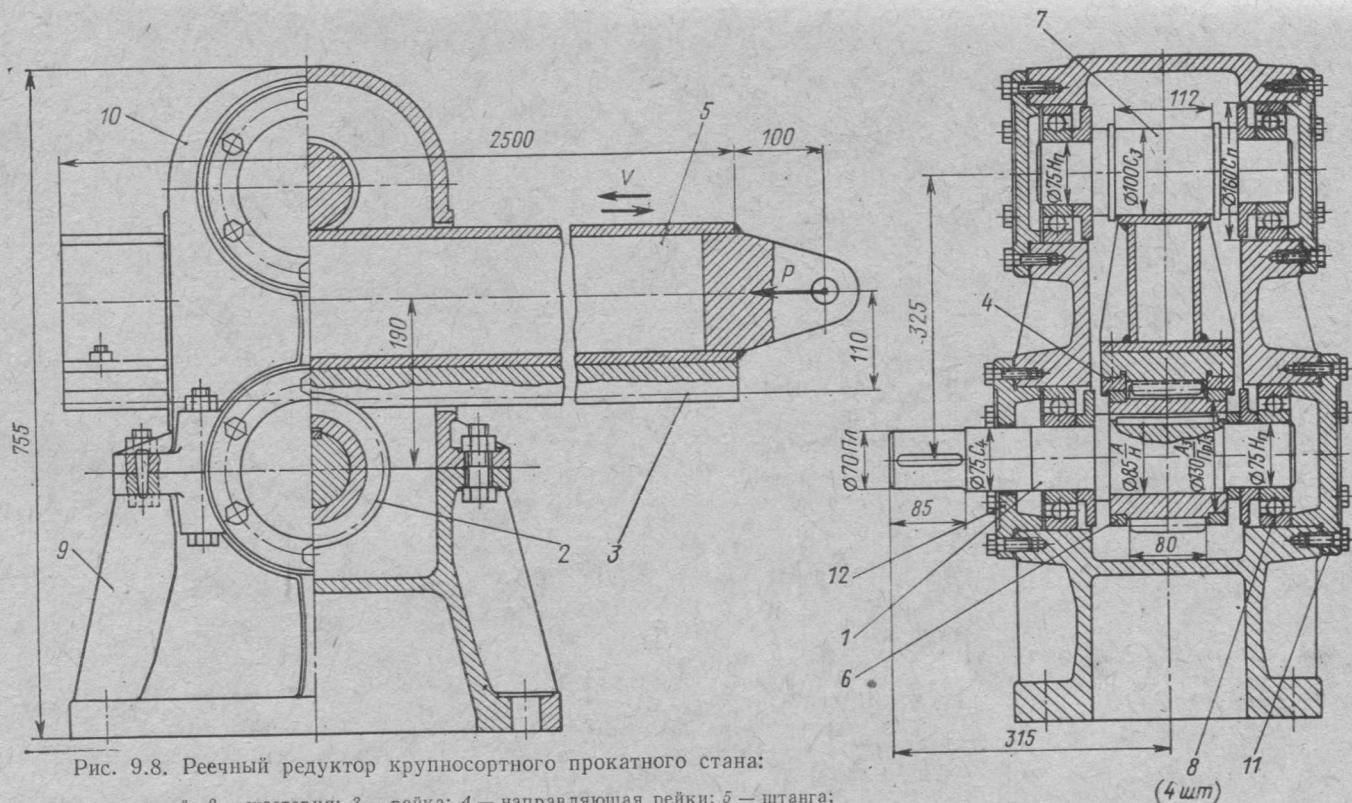


Рис. 9.8. Реечный редуктор крупносортового прокатного стана:

1 — вал проводной; 2 — шестерня; 3 — рейка; 4 — направляющая рейки; 5 — штанга;
 6 — кольцо опорное; 7 — ролик направляющий; 8 — шарикоподшипник 315; 9 —
 корпус редуктора; 10 — крышка корпуса редуктора; 11 — крышка подшипника глухая; 12 — крышка подшипника сквозная; $m = 8$ мм;
 $z_2 = 20$; $\alpha = 20^\circ$. Наибольшее тяговое усилие на рейке $P = 10$ кН

9.12. По данным предыдущей задачи (см. рис. 9.7) установить необходимый момент на валу электродвигателя, если усилие Q на конце каната составляет 1000 кгс, к. п. д. пары зубчатых колес $\eta_1 = 0,98$ и пары подшипников $\eta_2 = 0,99$.

9.13. Определить частоту вращения приводного вала 1 реечного редуктора крупносортового прокатного стана (рис. 9.8). Скорость движения рейки $v = 0,2$ м/с. Остальные данные приведены на чертеже.

Ответ. $n \approx 24$ об/мин.

9.14. Привод к шнеку осуществляется от электродвигателя через двухступенчатый цилиндрический зубчатый редуктор и откры-

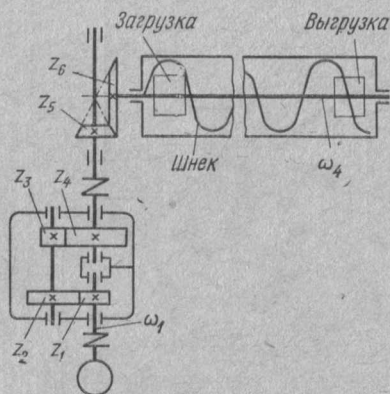


Рис. 9.9

тую коническую зубчатую передачу (рис. 9.9). Найти передаточные числа редуктора, конической передачи и общее; определить угловую скорость ω_4 вала шнека, если $\omega_1 = 98,2$ рад/с; $z_1 = 20$; $z_2 = 118$; $z_3 = 20$; $z_4 = 106$; $z_5 = 20$; $z_6 = 80$.

Ответ. $i_p = 31,25$; $i_{кон} = 4$; $i_{общ} = 125$; $\omega_4 = 0,786$ рад/с.

9.15. Для приводной станции подвешенного конвейера (рис. 9.10) определить передаточное число двухступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора, цилиндрических и конической зубчатых передач и всего привода, а также

найти частоту вращения (n_6) цепной звездочки. Дано: $z_1 = 20$; $z_2 = 110$; $z_3 = 20$; $z_4 = 106$; $z_5 = 20$; $z_6 = 40$; $z_7 = 20$; $z_8 = 70$; $z_9 = 17$; $z_{10} = 68$; $n_1 = 1460$ об/мин.

Ответ. $i_p = 29,15$; $i_{цз-6} = 2$; $i_{ц7-8} = 3,5$; $i_k = 4$; $i_{общ} = 816,2$. $n_6 = 1,79$ об/мин.

9.16. На рис. 9.11 показана кинематическая схема трансмиссии грузового автомобиля. С какой скоростью (в км/ч) движется автомобиль при включении каждой ступени коробки передач, если частота вращения вала двигателя 2800 об/мин? Радиус качения колеса $R = 440$ мм.

Ответ. $v_1 = 10,9$ км/ч; $v_2 = 22,4$ км/ч; $v_3 = 41,3$ км/ч; $v_4 = 69,3$ км/ч.

9.17. Какое передаточное число должна иметь многоступенчатая зубчатая передача (рис. 9.12), если момент на ведущем валу $M_1 = 11,6$ Н·м, а на ведомом $M_4 = 980$ Н·м, к. п. д. пары зубчатых колес $\eta_1 = 0,97$ и потери в одной паре подшипников скольжения составляют 2%.

Ответ. $i \approx 101$.

9.18. Определить передаточное число и угловую скорость водила ω_H планетарного редуктора с внешним зацеплением (рис. 9.13).

Ответ. $i_{1-H} = -8$; $\omega_H = 5,24$ рад/с.

9.19. Определить модуль зубчатого колеса, имеющего $d_a = 120$ мм, $z = 22$. Зубья нормальной высоты.

Ответ. $m = 5$ мм.

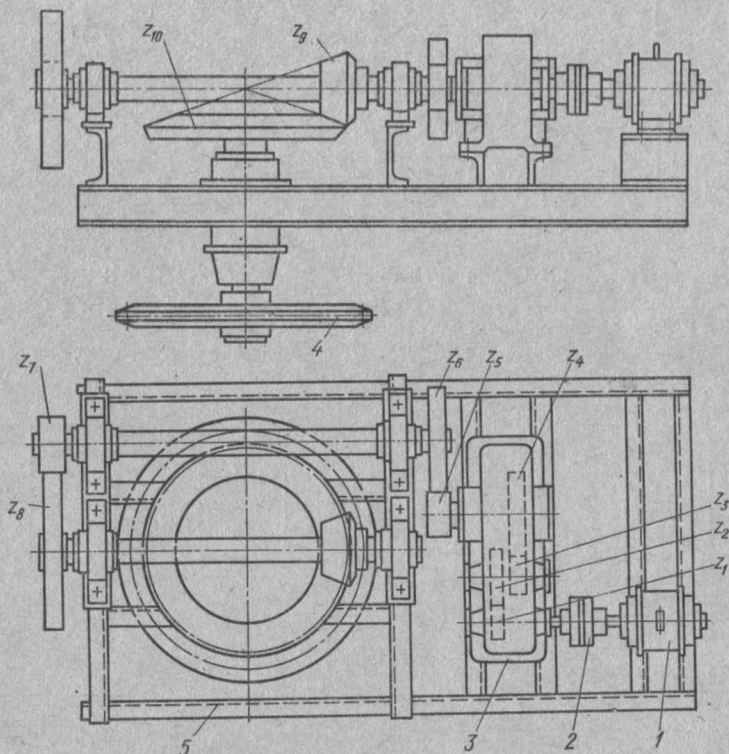


Рис. 9.10. Приводная станция подвесного конвейера:

1 — электродвигатель; 2 — упругая муфта; 3 — редуктор зубчатый цилиндрический; 4 — звездочка; 5 — рама; $z_5 - z_6$ и $z_7 - z_8$ — цилиндрические открытые зубчатые передачи; $z_9 - z_{10}$ — коническая открытая зубчатая передача

9.20*. Установить минимальную величину смещения исходного контура из условия неподрезания зубьев и диаметр заготовки шестерни, имеющей $m = 5$ мм, $z = 10$, $\alpha = 20^\circ$. Зубья нормальной высоты.

Решение.

Минимальное значение коэффициента смещения рейки, при котором устраняется подрезание зубьев,

$$\xi = \frac{17 - z}{17} = \frac{17 - 10}{17} = 0,412.$$

Абсолютное смещение рейки

$$\xi m = 0,412 \cdot 5 = 2,06 \text{ мм.}$$

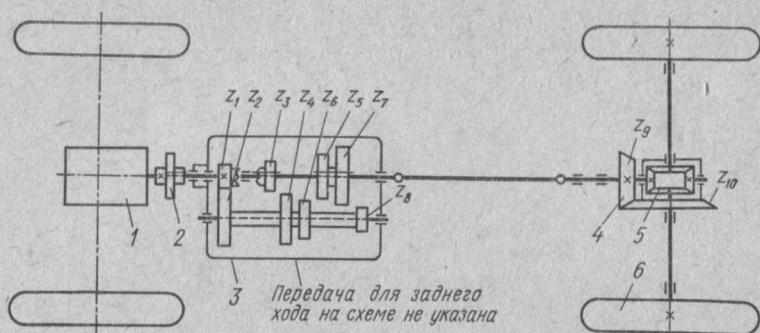


Рис. 9.11. Схема трансмиссии автомобиля ГАЗ-51:

1 — двигатель; 2 — муфта фрикционная дисковая; 3 — коробка передач; 4 — коническая передача заднего моста; 5 — конический дифференциал; 6 — ведущие колеса

Числа зубьев

z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}
17	43	24	36	33	27	43	17	6	40

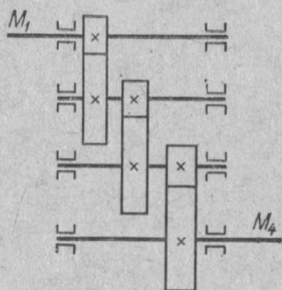


Рис. 9.12

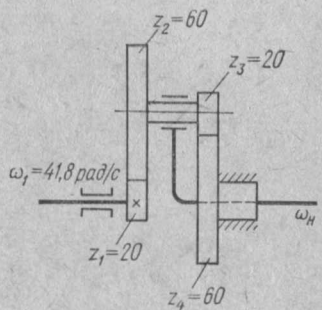


Рис. 9.13

Диаметр делительной окружности

$$d = mz = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм.}$$

Диаметр заготовки (окружности выступов)

$$d_a = d + 2m + 2\xi m = 50 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 2,06 = 64,12 \text{ мм.}$$

9.21. Определить основные размеры косозубых колес цилиндрического одноступенчатого редуктора (рис. 9.14), если $a = 125$ мм; $z_c = z_1 + z_2 = 99$; $i = 3,5$; $m_n = 2,5$ мм. Зубья нормальной высоты, зацепление некорректированное.

9.22. Одноступенчатый цилиндрический редуктор с косозубыми колесами (см. рис. 9.14) имеет параметры: $a = 200$ мм; $m_n = 4$ мм; $z_1 = 18$ и $z_2 = 81$. Найти угол наклона зубьев, если зацепление некорректированное.

Ответ. $\beta = 8^\circ 6' 34''$.

9.23. Шестерня открытой цилиндрической передачи откована из нормализованной стали 45 ($\sigma_b = 590$ Н/мм²; $\sigma_t = 300$ Н/мм²), а колесо отлито из стали 35Л ($\sigma_b = 490$ Н/мм², $\sigma_t = 270$ Н/мм²). Передаточное число $i = 5$; $z = 18$; угол зацепления $\alpha = 20^\circ$; зубья некорректированные, нормальной высоты. Установить, по шестерне или колесу следует вести расчет зубьев на изгиб?

Ответ. Расчет следует вести по шестерне, так как $[\sigma]_1 y_1 < [\sigma]_2 y_2$.

9.24. Колесо цилиндрической прямозубой передачи намечено отлить из стали 45Л ($\sigma_b = 540$ Н/мм², $\sigma_t = 310$ Н/мм²), а шестерню отковать из стали 55 ($\sigma_b = 630$ Н/мм², $\sigma_t = 320$ Н/мм²) (см. табл. П21). Передача неревверсивная, срок службы неограничен. Установить допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса. Значения $[n]$ и k_σ см. табл. П23 и П24.

9.25. Определить число циклов нагружения каждого зуба колеса за 10 000 ч работы, если угловая скорость колеса $\omega = 3,14$ рад/с. Нагрузка постоянная.

Ответ. $N_{ц} = 18 \cdot 10^6$.

9.26. Установить число циклов нагружения каждого зуба шестерни и колеса редуктора (см. рис. 9.14), если срок службы передачи 5 лет. Редуктор работает непрерывно в течение одной смены при постоянной нагрузке. Угловая скорость шестерни $\omega_1 = 93,2$ рад/с, передаточное число $i = 4$.

Ответ. $N_{ц1} = 65,7 \cdot 10^7$; $N_{ц2} = 16,42 \cdot 10^7$ (при 305 рабочих днях в году продолжительностью 8 ч).

9.27. Определить допускаемое контактное напряжение для прямозубого колеса одноступенчатой закрытой передачи. Зубчатое колесо отковано из стали 50 (НВ 200). Нагрузка переменная. Эквивалентное число часов работы передачи $T_s = 2280$ ч. Угловая скорость колеса $\omega = 1,31$ рад/с.

Ответ. 736 Н/мм².

9.28. Как изменится допускаемое контактное напряжение, если срок службы зубчатой передачи в задаче 9.27 будет увеличен в 2 раза.

Ответ. Уменьшится до $[\sigma]_к = 656$ Н/мм².

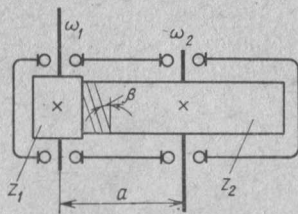


Рис. 9.14

9.29. Какое номинальное напряжение изгиба возникает в опасном сечении зуба колеса цилиндрической прямозубой передачи, если напряжение изгиба в зубе шестерни $\sigma_{н1} = 9,6 \text{ Н/мм}^2$; $i = 5$; $z_1 = 20$; $\alpha = 20^\circ$, зубья некорректированы, нормальной высоты.

Ответ. $\sigma_{н2} = 7,42 \text{ Н/мм}^2$.

9.30. Какой вращающий момент передает прямозубая шестерня открытой передачи, если в опасном сечении зуба возникает напряжение изгиба $\sigma_{н1} = 118 \text{ Н/мм}^2$ при коэффициенте нагрузки $K = 1,2$? Параметры шестерни: $m = 5 \text{ мм}$; $z = 20$; $b = 75 \text{ мм}$; $\alpha = 20^\circ$; зубья некорректированы, нормальной высоты; коэффициент износа $\gamma = 1,0$.

Ответ. $686 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

9.31. Какое номинальное напряжение возникает в опасном сечении зуба косозубой шестерни цилиндрического одноступенчатого редуктора, если напряжение изгиба в зубе колеса $\sigma_{н2} = 50 \text{ Н/мм}^2$; $i = 5,6$; $z_2 = 140$; $\beta = 12^\circ$; $\alpha = 20^\circ$, зубья некорректированы, нормальной высоты.

Ответ. $\sigma_{н1} = 60,2 \text{ Н/мм}^2$.

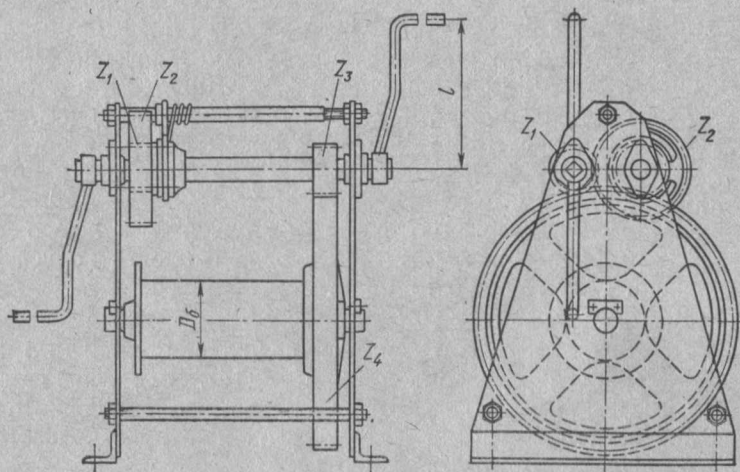


Рис. 9.15

9.32*. Рассчитать зубчатую передачу ручной монтажной лебедки (рис. 9.15) для тягового усилия каната $Q = 15 \text{ кН}$. Диаметр барабана $D_6 = 194 \text{ мм}$; диаметр каната $d_k = 13 \text{ мм}$; длина рукоятки $l = 350 \text{ мм}$. Общее усилие, прикладываемое к рукоятке двумя рабочими, равно 400 Н .

Решение

1. Момент, создаваемый рабочими,

$$M_1 = 2P_{\text{раб}}l = 400 \cdot 350 \cdot 10^{-3} = 140 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Момент на барабане

$$M_3 = Q \left(\frac{D_6}{2} + d_k \right) = 15 \cdot 10^3 \left(\frac{194}{2} + 13 \right) 10^{-3} = 1650 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Требуемое передаточное число (при принятом предварительно для всего привода лебедки $\eta = 0,8$)

$$i = \frac{M_3}{M_1 \eta} = \frac{1650}{140 \cdot 0,8} = 14,7,$$

Такое передаточное число можно осуществить двумя парами зубчатых колес.

4. Уточняем к. п. д., принимая для одной пары литых зубчатых колес с учетом потерь в опорах $\eta_1 = 0,90$ и для барабана $\eta_2 = 0,95$; тогда

$$\eta = \eta_1^2 \eta_2 = 0,90^2 \cdot 0,95 = 0,77.$$

5. Окончательно общее передаточное число

$$i = \frac{M_3}{M_1 \eta} = \frac{1650}{140 \cdot 0,77} = 15,3.$$

6. Разбивка передаточного числа. Примем передаточное число второй пары $i_2 = 7$, тогда для первой пары

$$i_1 = \frac{i}{i_2} = \frac{15,3}{7} = 2,19.$$

7. Определение чисел зубьев. Принимаем $z_1 = z_3 = 11$, тогда

$$z_2 = z_1 i_1 = 11 \cdot 2,19 \approx 24;$$

$$z_4 = z_3 i_2 = 11 \cdot 7 = 77.$$

8. Материал зубчатых пар.

Шестерни выполняем из стали 45 ($\sigma_B = 590 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_T = 300 \text{ Н/мм}^2$), а колеса литыми из чугуна СЧ21-40 ($\sigma_{Br} = 206 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_{Bn} = 392 \text{ Н/мм}^2$).

9. Допускаемые напряжения изгиба.

Так как передача неревверсивная, то

$$[\sigma_0]_{из} = \frac{1,5 \sigma_{-1}}{[n]} k_{\sigma} k_{pH}.$$

Коэффициент режима $k_{pH} = 1$ (срок службы передачи не ограничен).

Для шестерни из стали 45

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \sigma_B = 0,43 \cdot 590 = 253 \text{ Н/мм}^2.$$

Коэффициент запаса прочности $[n]$ увеличиваем против табличного значения на 40%, учитывая ответственность передачи.

Для поковки нормализованной (см. табл. П23) $[n] = 1,5 \cdot 1,4 = 2,1$.

Коэффициент концентрации напряжений у корня зуба по табл. П24 $k_{\sigma} = 1,4$;

$$[\sigma_0]_{из} = [\sigma_0]_{из} = \frac{1,5 \cdot 253}{2,1 \cdot 1,4} = 129 \text{ Н/мм}^2.$$

Для колеса из чугуна СЧ21-40

$$\sigma_{-1} \approx 0,45 \sigma_{Br} = 0,45 \cdot 206 = 92,5 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[n] = 1,9 \cdot 1,4 = 2,66 \text{ (по табл. П23);}$$

$$k_{\sigma} = 1,2 \text{ (по табл. П24);}$$

$$[\sigma_0]_{из} = [\sigma_0]_{из} = \frac{1,5 \cdot 92,5}{2,66 \cdot 1,2} = 43,5 \text{ Н/мм}^2.$$

10. Сравнительная оценка прочности зубьев шестерни и колеса. Модуль обеих зубчатых пар примем одинаковым, поэтому рассчитываем только вторую, более нагруженную ступень:

$$[\sigma_0]_{изз} y_3 = 129 \cdot 0,294 = 37,9 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_0]_{из4} y_4 = 43,5 \cdot 0,477 = 20,65 \text{ Н/мм}^2.$$

Значения y приняты по табл. П20: при $z_3 = 11$ $y_3 = 0,294$; при $z_4 = 77$ $y_4 = 0,477$. Дальнейший расчет ведем по зубьям колеса как менее прочным.

11. Модуль зацепления из условия прочности зубьев колеса на изгиб

$$m = \sqrt[3]{\frac{2M_3 K \gamma_{из}}{y_4 [\sigma_0]_{из} \psi_m z k_{4из}}};$$

здесь момент на валу колеса $M_3 = 1650 \text{ Н} \cdot \text{м}$; при ручной передаче $K = 1$; учитывая работу в запыленных условиях и коррозию, принимаем $\gamma_{из} = 1,5$; коэффициент длины зуба ψ_m принимаем равным 8; коэффициент формы зуба $y_4 = 0,477$.

После подстановки в формулу получим

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1650 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1,5}{0,477 \cdot 43,5 \cdot 8 \cdot 77}} = 7,28 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563—60 (см. табл. П19) принимаем $m = 8 \text{ мм}$.

12. Основные размеры зубчатых колес:

$$d_1 = mz_1 = 8 \cdot 11 = 88 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 88 + 2 \cdot 8 = 104 \text{ мм};$$

$$b_1 = b_3 = \psi_m m + 6 = 8 \cdot 8 + 6 = 70 \text{ мм};$$

$$d_2 = mz_2 = 8 \cdot 24 = 192 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 192 + 2 \cdot 8 = 208 \text{ мм};$$

$$d_4 = mz_4 = 8 \cdot 77 = 616 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m = 616 + 2 \cdot 8 = 632 \text{ мм};$$

$$b_2 = b_4 = \psi_m m = 8 \cdot 8 = 64 \text{ мм.}$$

9.33. Составить кинематическую схему привода и рассчитать открытую зубчатую передачу электрической строительной лебедки (см. рис. 8.14). Максимальное натяжение каната $Q = 12,3 \text{ кН}$; скорость наматывания каната $v = 0,75 \text{ м/с}$; диаметр барабана $D_6 = 250 \text{ мм}$; диаметр каната $d_k = 13 \text{ мм}$, передаточное число клиноременной передачи $i = 4$; валы установлены на шарикоподшипниках. Угловая скорость вала электродвигателя $\omega_1 = 137,5 \text{ рад/с}$.

9.34. Определить допускаемую величину мощности для открытой зубчатой передачи с прямыми зубьями, если $m = 6 \text{ мм}$; $z_1 = 20$; $i = 4$; $\omega_1 = 57,4 \text{ рад/с}$; $b = 72 \text{ мм}$; $\alpha = 20^\circ$; $\gamma_{из} = 1,5$; $K = 1,2$; зацепление некорригированное, зубья нормальной высоты, допускаемые напряжения: $[\sigma_0]_{из1} = 115 \text{ Н/мм}^2$, $[\sigma_0]_{из2} = 98,1 \text{ Н/мм}^2$.

Ответ. 35,9 кВт.

9.35. Для цилиндрической прямозубой передачи $z_8 - z_7$ привода подвесного конвейера (см. рис. 9.10) определить расчетные номинальные напряжения изгиба в зубьях шестерни и колеса и установить необходимые значения пределов прочности их материалов. Шестерня и колесо выполнены из углеродистой стали: шестерня ковкая, колесо литое. Зубья шестерни и колеса должны быть равнопрочны. Дано: момент на валу шестерни $M_4 = 410 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $m = 5 \text{ мм}$; $b = 50 \text{ мм}$; $z_7 = 20$; $z_8 = 70$; $\gamma_{из} = 1,5$; $K = 1,5$.

Указание. Принять $\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_B$; допускаемые напряжения изгиба вычислять по формуле

$$[\sigma_0]_H = \frac{1,5\sigma_{-1}}{[n]k_\sigma},$$

где $[n] = 1,5$ для шестерни, $[n] = 1,7$ для колеса; $k_\sigma = 1,6$.

Ответ. $\sigma_{B7} \approx 740 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_{B8} \approx 668 \text{ Н/мм}^2$

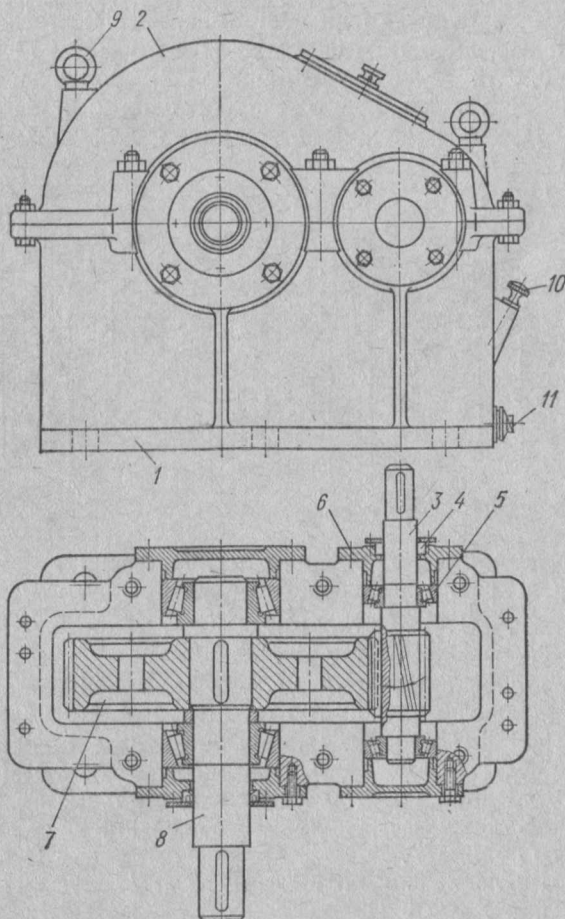


Рис. 9.16. Одноступенчатый редуктор с цилиндрическими косозубыми колесами:

1 — основание корпуса; 2 — крышка корпуса; 3 — ведущий вал-шестерня; 4 — уплотнение; 5 — роликоподшипник конический; 6 — крышка торцовая; 7 — колесо; 8 — вал ведомый; 9 — рым-болт; 10 — жезловый маслоуказатель; 11 — пробка маслоспускная

9.36. Для одноступенчатого редуктора с цилиндрическими косозубыми колесами (рис. 9.16) определить силы, возникающие в зацеплении, и указать, какая из опор ведущего вала воспри-

нимает осевую силу, если вал вращается по часовой стрелке (смотреть со стороны выходного конца вала). Дано: $N_1 = 11$ кВт; $\omega_1 = 35,6$ рад/с; $i = 4,5$; $z_c = z_1 + z_2 = 99$; $m_n = 4$ мм; $\beta = 8^\circ 06' 34''$; $\alpha = 20^\circ$.

Ответ. Окружная сила $P = 8,49$ кН; радиальная сила $T = 3,12$ кН; осевая сила $Q = 1,21$ кН.

9.37. Две зубчатые передачи (рис. 9.17), предназначенные для передачи мощности (на ведущем валу) $N = 11,77$ кВт при угловой скорости вала $\omega = 20,95$ рад/с, выполнены косозубыми, но с разными углами наклона зуба; одна с $\beta = 9^\circ$, а другая с $\beta = 18^\circ$. Найти величины осевых сил для каждой зубчатой передачи, если $m_n = 4$ мм $z_2 = 60$.

Ответ. При $\beta = 9^\circ Q = 732$ Н, при $\beta = 18^\circ Q = 1450$ Н.

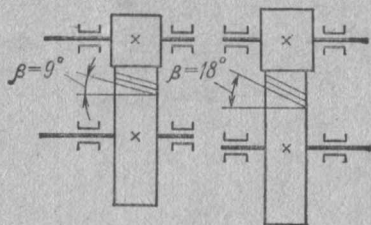


Рис. 9.17

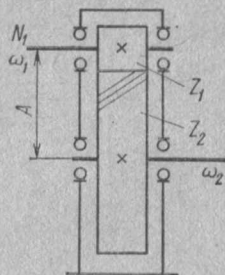


Рис. 9.18

9.38. Определить напряжения изгиба, возникающие в зубьях шестерни 2 и рейки 3 реечного редуктора (см. рис. 9.8). Принять $K = 1,5$; $\tilde{\gamma} = 1,25$. Остальные данные приведены на рисунке.

Ответ. $\sigma_{n1} \approx 80$ Н/мм²; $\sigma_{n2} \approx 56$ Н/мм².

9.39. Определить силу радиального давления на подшипник вала 1 при работе реечного редуктора (см. рис. 9.8) с учетом веса штанги и рейки $Q = 1840$ Н, передаваемого на вал 1 через направляющие 4 и кольца 6. Рассмотреть случай, когда рейка находится в среднем по отношению к шестерне 2 положении.

Установить также силы радиального давления на подшипники направляющего ролика 7.

Ответ. Давление на подшипник вала 1 — 5700 Н, а на подшипник ролика 7 — 900 Н.

9.40. Определить напряжение изгиба, возникающее в зубьях колеса наиболее нагруженной ступени коробки передач (см. рис. 9.6), если $m = 3$ мм, ширина колес $b = 20$ мм, вращающий момент на ведущем валу $M_1 = 18\,000$ Н·мм; $K = 1,5$; $\gamma = 1$. Остальные данные приведены на рисунке.

Ответ. $\sigma_n = 38$ Н/мм².

9.41**. Рассчитать зубчатую передачу одноступенчатого цилиндрического редуктора с косозубыми колесами (рис. 9.18) при $N_1 = 7,0$ кВт; $\omega_1 = 76,4$ рад/с; $i = 5$. Расчетный срок службы зубчатых колес $T = 10\,000$ ч. Передача неревверсивная.

Решение.

1. Угловая скорость тихоходного вала

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i} = \frac{76,4}{5} = 15,28 \text{ рад/с.}$$

2. Материалы шестерни и колеса в целях получения наименьших габаритов передачи выбираем с повышенными механическими свойствами. Для шестерни принимаем сталь 40ХН, улучшенную с механическими характеристиками (см. табл. П21): $\sigma_B = 883 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_T = 686 \text{ Н/мм}^2$; $HB \ 265$ (считаем, что диаметр заготовки будет не более 150 мм). Для колеса принимаем сталь 40ХН, нормализованную с механическими характеристиками: $\sigma_B = 736 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_T = 550 \text{ Н/мм}^2$; $HB \ 220$ (считаем, что диаметр заготовки будет не более 500 мм). При выборе материалов учтено, что твердость зубьев колеса должна быть на 25—50 единиц Бринеля ниже твердости зубьев шестерни.

3. Допускаемое контактное напряжение определяем для материала зубчатого колеса¹, так как перепад твердости материалов шестерни и зубчатого колеса незначителен,

$$[\sigma]_K = 2,75 HB k_{PK}.$$

$$\text{Коэффициент режима } k_{PK} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_H}}.$$

Число циклов нагружения каждого зуба колеса за весь срок службы

$$N_H = T \cdot 60 n_2 = 10\,000 \cdot 60 \cdot 146 = 8,65 \cdot 10^7,$$

где

$$n_2 = \frac{30 \omega_2}{\pi} = \frac{30 \cdot 15,28}{\pi} = 146 \text{ об/мин.}$$

Так как $N_H > 10^7$, то $k_{PK} = 1$;

$$[\sigma]_K = 2,75 \cdot 220 = 605 \text{ Н/мм}^2.$$

4. Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_0]_H = \frac{1,5 \sigma_{-1}}{[n] k_\sigma} k_{PH}; \quad k_{PH} = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{N_H}};$$

так как $N_H > 5 \cdot 10^6$ (см. п. 3 расчета), то $k_{PH} = 1$.

Для шестерни

$$\sigma_{-1} = 0,35 \sigma_B + (68,7 \div 118) = 0,35 \cdot 883 + (68,7 \div 188) = (377,7 \div 427) \text{ Н/мм}^2,$$

принимаем $\sigma_{-1} = 400 \text{ Н/мм}^2$; $[n] = 1,5$ — коэффициент запаса по табл. П23; для поковок стальных, подвергнутых улучшению, $k_\sigma = 1,6$ — коэффициент концентрации напряжений у корня зуба — по табл. П24; при этих значениях для

$$\text{шестерни } [\sigma_0]_{H1} = \frac{1,5 \cdot 400}{1,5 \cdot 1,6} = 250 \text{ Н/мм}^2.$$

Для колеса

$$\sigma_{-1} = 0,35 \sigma_B + (68,7 \div 118) = 0,35 \cdot 736 + (68,7 \div 118) = (326,7 \div 376) \text{ Н/мм}^2,$$

принимаем $\sigma_{-1} = 350 \text{ Н/мм}^2$.

При тех же значениях $[n]$ и k_σ

$$[\sigma_0]_{H2} = \frac{1,5 \cdot 350}{1,5 \cdot 1,6} = 219 \text{ Н/мм}^2.$$

¹ При большом перепаде твердости ($HB_{\text{шест}} - HB_{\text{колеса}} \geq 100$) принимают для косозубых колес расчетное значение

$$[\sigma]_K = 0,5 \{([\sigma]_K)_{\text{шест}} + ([\sigma]_K)_{\text{кол}}\}.$$

5. Вращающий момент на ведущем валу $M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{7000}{76,4} = 91,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
то же на ведомом валу $M_2 = M_1 i = 91,6 \cdot 5 = 458 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

6. Межосевое расстояние из условия контактной прочности

$$a = (i+1) \sqrt[3]{\left(\frac{340}{[\sigma]_k}\right)^2 \frac{M_1 k}{\psi_a i k_n}},$$

где $K = 1,3$ — коэффициент нагрузки при симметричном расположении колес;

$\psi_a = \frac{b}{a}$ — коэффициент ширины колеса, принимаем равным 0,315 согласно

ГОСТ 2185—66;

$k_n = 1,35$ — коэффициент повышения нагрузочной способности для непрямо зубых колес.

Подставив числовые значения, получим

$$a = (5+1) \sqrt[3]{\left(\frac{340}{605}\right)^2 \frac{91,6 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{0,315 \cdot 5 \cdot 1,35}} = 157 \text{ мм},$$

принимаем по ГОСТ 2185—66 $a = 160 \text{ мм}$.

7. Нормальный модуль зацепления

$$m_n = (0,01 \div 0,02) a = (0,01 \div 0,02) \cdot 160 = 1,6 \div 3,2 \text{ мм}.$$

В соответствии с ГОСТ 9563—60 принимаем $m_n = 2,5 \text{ мм}$ (см. табл. П19).

8. Число зубьев и угол наклона зубьев.

Примем предварительно угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$, тогда суммарное число зубьев

$$z_c = z_1 + z_2 = \frac{2a \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 160 \cos 10^\circ}{2,5} \approx 126.$$

$$\text{Число зубьев шестерни } z_1 = \frac{z_c}{i+1} = \frac{126}{5+1} = 21,$$

тогда $z_2 = z_c - z_1 = 126 - 21 = 105$.

Фактическое передаточное отношение

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{105}{21} = 5.$$

Угол наклона зубьев (уточненное значение)

$$\cos \beta = \frac{z_c m_n}{2a} = \frac{126 \cdot 2,5}{2 \cdot 160} = \frac{315}{320} = 0,98437; \quad \beta = 10^\circ 8' 38''.$$

9. Диаметры делительных окружностей

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1 = \frac{2,5}{0,98437} 21 = 53,33 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_2 = \frac{2,5}{0,98437} 105 = 266,67 \text{ мм}.$$

Значения d_1 и d_2 следует вычислять с точностью до сотых долей миллиметра и проверять точное соблюдение равенства

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{53,33 + 266,67}{2} = 160 \text{ мм},$$

равенство соблюдается.

10. Ширина шестерни и колеса

$$b_1 = \psi_a a + 5 = 0,315 \cdot 160 + 5 = 55 \text{ мм};$$

$$b_2 = \psi_a a = 0,315 \cdot 160 \approx 50 \text{ мм}.$$

11. Уточненное значение коэффициента нагрузки найдем, предварительно определив окружную скорость:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{76,4 \cdot 53,33 \cdot 10^{-3}}{2} = 2 \text{ м/с.}$$

При такой окружной скорости можно принять 9-ю степень точности зубчатого зацепления. Так как для косозубых колес обычно не применяют степень точности ниже восьмой, примем 8-ю степень точности. При этом по табл. П26 динамический коэффициент $K_{дин} = 1,1$. При постоянной нагрузке передачи коэффициент концентрации нагрузки $K_{кц} = 1,0$ и общий коэффициент нагрузки $K = K_{дин} K_{кц} = 1,1$, т. е. меньше принятого предварительно, и поэтому проверка рабочих контактных напряжений не нужна.

12. Проверка прочности зубьев на изгиб

$$\sigma_{из} = \frac{PK}{y b m_n k_{кц}};$$

здесь: 1) коэффициент формы зуба (табл. П20) выбираем по фиктивному числу зубьев:

$$z_{1ф} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 10^\circ 8' 22''} \approx 22; y_1 = 0,383;$$

$$z_{2ф} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{105}{\cos^3 10^\circ 8' 22''} \approx 110; y_2 = 0,483;$$

2) ширина колеса $b_2 = 50$ мм, шестерни $b_1 = 55$ мм;

3) нормальный модуль $m_n = 2,5$;

4) $k_{кц} = 1,4$;

5) окружное усилие (номинальное)

$$P = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 91,6 \cdot 10^3}{53,33} = 3420 \text{ Н.}$$

6) сравнительная оценка прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб:

$$[\sigma_0]_{из1} y_1 = 250 \cdot 0,383 = 95,5 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_0]_{из2} y_2 = 210 \cdot 0,483 = 106 \text{ Н/мм}^2.$$

Расчет ведем для зубьев шестерни как менее прочных.

Расчетные напряжения изгиба

$$\sigma_{из1} = \frac{3420 \cdot 1,1}{0,383 \cdot 55 \cdot 2,5 \cdot 1,4} \approx 51 \text{ Н/мм} < [\sigma_0]_{из1}.$$

Рекомендуется составить сводную таблицу основных параметров редуктора.

9.42. Определить модуль зацепления и основные размеры косозубых цилиндрических колес одноступенчатого редуктора (см. рис. 9.16): $N_1 = 8,62$ кВт; $\omega_1 = 76,4$ рад/с; $i = 6$; $\beta \approx 10^\circ$; $z_1 = 18$. Коэффициент ширины колеса $\psi_a = \frac{b}{a}$ принять равным 0,3. Передача неререверсивная. Материал шестерни — сталь 50Г ($\sigma_{в} = 740$ Н/мм²; $\sigma_{т} = 410$ Н/мм²; HB 241); для колеса — сталь 40 ($\sigma_{в} = 510$ Н/мм²; $\sigma_{т} = 260$ Н/мм²; HB 152); $K = 1,5$.

Расчитать передачу на контактную прочность при неограниченном сроке службы.

Ответ. $a = 195$ мм; $m_n = 3$ мм. Результаты соответствуют $[\sigma]_к = 0,5 \cdot \{([\sigma]_к)_1 + ([\sigma]_к)_2\}$.

9.43. Определить модуль зацепления и основные размеры прямозубых колес одноступенчатого редуктора (рис. 9.19) по следующим данным: $N_1 = 50$ кВт; $\omega_1 = 89,6$ рад/с; $i = 4$; отношение $\frac{b}{a} = 0,2$. Марку стали для колес выбрать самостоятельно;

расчет произвести на контактную прочность с проверкой зубьев на изгиб. Передача реверсивная. Срок службы передачи не ограничен.

9.44. Определить модуль зацепления и основные размеры шевронных колес одноступенчатого редуктора по следующим данным: $N_1 = 20$ кВт; $n_1 = 3000$ об/мин; $i = 7$. Передача неревверсивная, недостающими данными задаться самостоятельно. Срок службы передачи не ограничен.

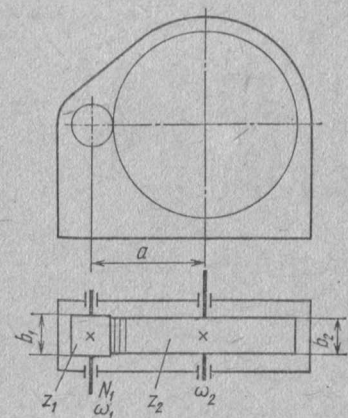


Рис. 9.19

9.45. Из условия контактной прочности поверхности зубьев определить величину допускаемой мощности на ведущем валу одноступенчатого редуктора с цилиндрическими прямозубыми колесами (рис. 9.20), если $a = 350$ мм; $i = 5,567$; $b = 105$ мм; $\omega_1 = 69,7$ рад/с.

Допускаемое контактное напряжение для зубьев колеса $[\sigma]_k = 400$ Н/мм²; коэффициент нагрузки $K = 1,3$.

Ответ. $N_1 \approx 18,9$ кВт при неограниченном сроке службы.

9.46. Одноступенчатый цилиндрический зубчатый редуктор с передаточным числом $i = 4,5$ был рассчитан для передачи мощности на ведущем валу $N = 10$ кВт при угловой скорости этого вала $\omega_1 = 149$ рад/с. Определить, какова будет допускаемая для передачи мощность $[N_1]$ при одинаковых режимах работы и напряжениях в зубьях колес, если ω_1 уменьшить в 1,5 раза. Как изменится при этом момент на ведомом валу.

9.47. Одноступенчатый редуктор с цилиндрическими зубчатыми колесами рассчитан на передачу мощности $N = 22$ кВт; материал шестерни — сталь 40Х нормализованная ($\sigma_b = 760$ Н/мм²; $\sigma_t = 490$ Н/мм²; HB 200); колесо из стали 45 нормализованной ($\sigma_b = 570$ Н/мм²; $\sigma_t = 290$ Н/мм²; HB 170). На сколько процентов можно увеличить расчетную нагрузку редуктора, если повысить механические качества сталей путем термообработки соответственно до $\sigma_b = 880$ Н/мм² и $\sigma_t = 690$ Н/мм²; HB 257 для шестерни и $\sigma_b = 730$ Н/мм² и $\sigma_t = 340$ Н/мм² при HB 207 для колеса? Расчет произвести из условия контактной прочности зубьев при неизменных остальных параметрах и условиях работы редуктора.

9.48. На рис. 9.21 дан чертеж общего вида одноступенчатого редуктора со сварным цилиндрическим колесом. Ведущий вал вращается с угловой скоростью 59,6 рад/с. Требуется определить

номинальную мощность, которую может передать редуктор, из условия контактной прочности зубьев колеса, если допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_k = 500 \text{ Н/мм}^2$. Коэффициент нагрузки $K = 1,2$.

Ответ. 58,8 кВт.

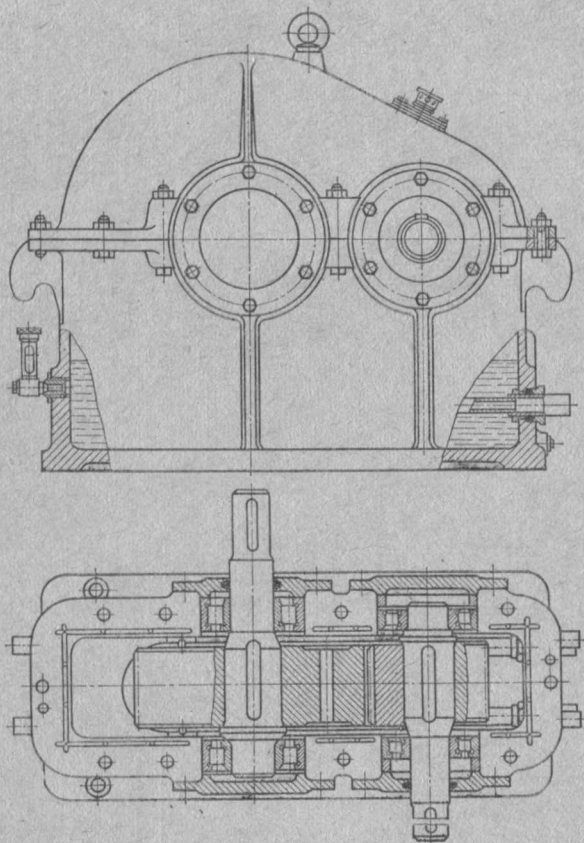


Рис. 9.20

9.49. Определить контактные напряжения, возникающие в зубьях колес одноступенчатого цилиндрического редуктора и дать заключение о пригодности редуктора для передачи заданной мощности, если срок службы ограничен $h = 5000$ ч. Шестерня и колесо изготовлены из нормализованной углеродистой стали 45 (HB 210) и стали 35 (HB180)

Дано: $N_1 = 22 \text{ кВт}$, $n_1 = 960 \text{ об/мин}$; $m = 5 \text{ мм}$;
 $z_1 = 22$; $z_2 = 78$; $b_2 = 62 \text{ мм}$.

Коэффициент нагрузки $K = 1,5$.

Ответ. $\sigma_k \approx 500 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma_k] = 495 \text{ Н/мм}^2$ на 1 %, что вполне допустимо.

9.50. Как изменятся контактные напряжения и напряжение изгиба в зубьях второй пары двухступенчатого соосного редуктора (рис. 9.22), если взамен зубчатой пары $z_3 - z_4$ с $m_n = 4$ мм;

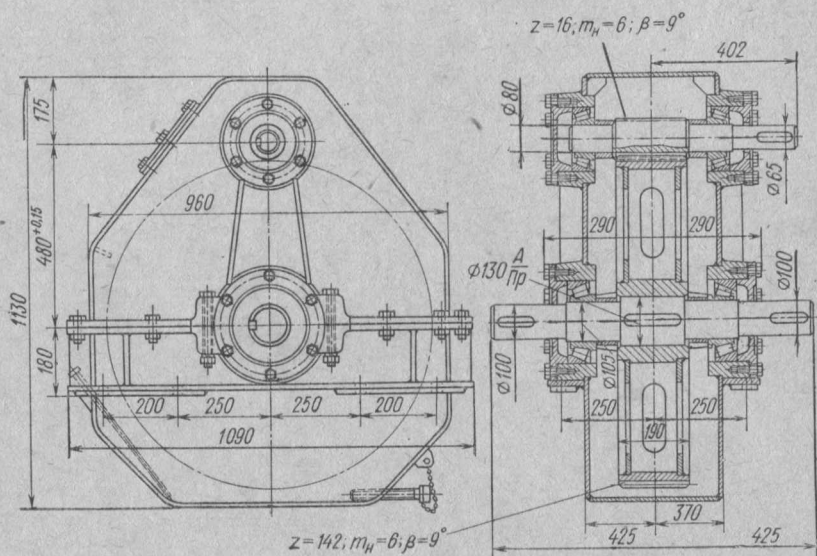


Рис. 9.21

$z_3 = 25$; $z_4 = 100$; $b = 75$ мм; $\cos \beta = 0,99$ установить зубчатую пару с $m_n = 2$ мм; $z'_3 = 50$; $z'_4 = 200$; $b = 75$ мм и $\cos \beta = 0,99$.

Ответ. Контактные напряжения не изменятся, напряжения изгиба увеличатся в зубьях шестерни в 1,75 раза, в зубьях колеса — в 1,96 раза.

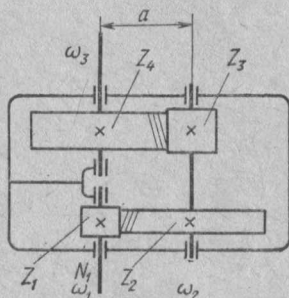


Рис. 9.22

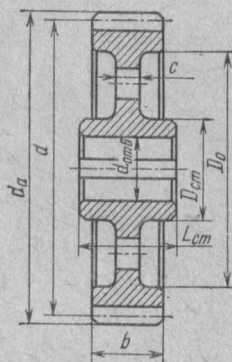


Рис. 9.23

9.51. Диаметр вала равен 50 мм. Пользуясь эмпирическими зависимостями, установить конструктивные размеры зубчатого колеса, обозначенные на рис. 9.23, и по полученным данным

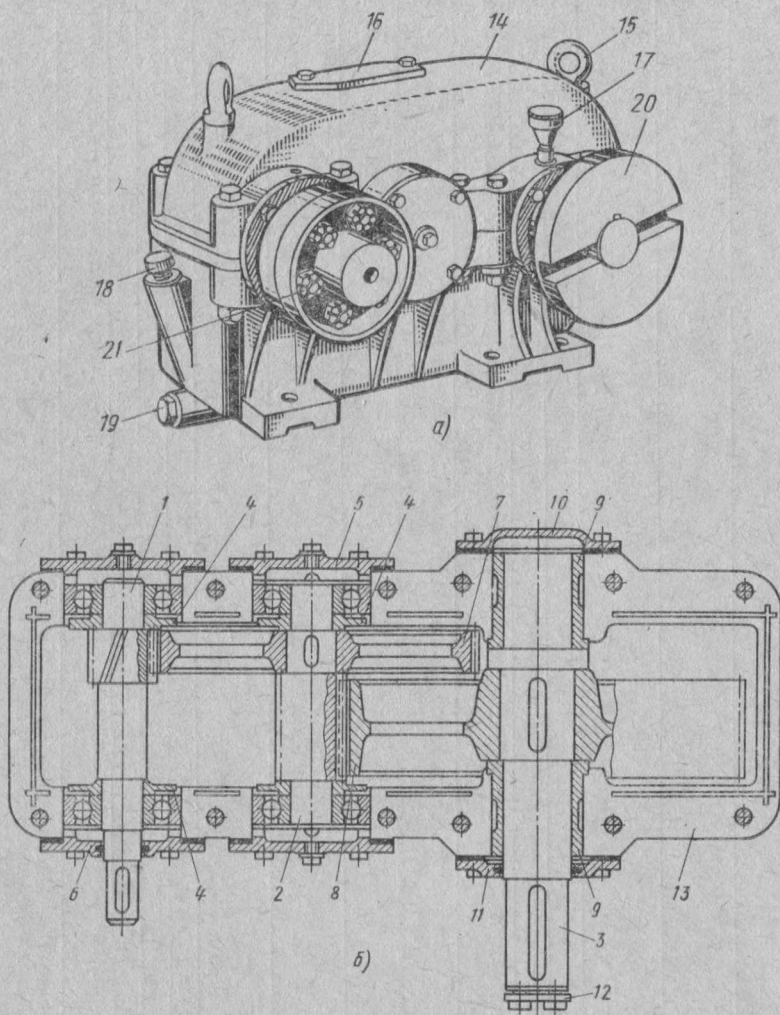


Рис. 9.24. Редуктор цилиндрический двухступенчатый:

а — общий вид редуктора; *б* — разрез редуктора по плоскости разъема; 1 — быстроходный вал-шестерня; 2 — промежуточный вал; 3 — тихоходный вал; 4 — маслоотражательные уплотняющие кольца; 5 — торцовая крышка; 6 — торцовая крышка с уплотнением; 7 и 8 — колеса; 9 — вкладыш; 10 — торцовая крышка; 11 — торцовая крышка с уплотнением; 12 — торцовая шайба; 13 — основание корпуса; 14 — крышка корпуса; 15 — рым-болт; 16 — крышка люка; 17 — колпачковая масленка; 18 — жезловый маслоуказатель; 19 — маслопускная пробка; 20 — диск крестовой муфты; 21 — муфта упругая втулочно-пальцевая

Таблица данных к задаче 9.53 **

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Передаваемая мощность N_1 , кВт . . .	4,5	14	20	25	35	40	45	50	10	20	30	40	50	60	70	80
Частота вращения ведущего вала n_1 , об/мин	780	960	960	1440	960	1140	960	960	730	960	1440	960	960	735	960	960
Передаточное число i	4	4	5	4,5	5	4	5	4	2	3	5	6	4	5	6	5
Тип передачи	Прямозубая		Косозубая		Прямозубая		Косозубая		Шевронная		Шевронная					
Материал шестерни . .	Сталь 45	Сталь 40X	Сталь 50Г	Сталь 40XH	Сталь 40XH	Сталь 40XH	Сталь 40XH	Сталь 55	Сталь 50Г	Сталь 40X	Сталь 40X	Сталь 40XH	Сталь 40XH	Сталь 40X	Сталь 40X	Сталь 40X
Материал колеса . . .	Сталь 35	Сталь 45	Сталь 45	Сталь 40X	Сталь 50	Сталь 35X	Сталь 40X	Сталь 45	Сталь 40	Сталь 45	Сталь 45	Сталь 40X	Сталь 40X	Сталь 45	Сталь 45	Сталь 45
Вариант	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30		
Передаваемая мощность N_1 , кВт . . .	7	14	17	20	24	30	40	45	50	60	7	10	14	7		
Частота вращения ведущего вала n_1 , об/мин	1460	960	730	960	720	940	1460	960	730	960	960	1440	730	1440		
Передаточное число i	3	5	4	4	6	5	6	6,5	5	4,5	5	4	6	6		
Тип передачи	Прямозубая		Косозубая		Шевронная		Косозубая		Прямозубая							
Материал шестерни . .	Сталь 50		Сталь 50Г		Сталь 30XГС		Сталь 40XH		Сталь 40X		Сталь 40X		Сталь 45			
Материал колеса . . .	Сталь 35		Сталь 45		Сталь 40X		Сталь 40X		Сталь 45		Сталь 45		Сталь 45			

Примечания: 1. Материал шестерни улучшен, материал колеса нормализован. 2. Срок службы редуктора неограничен. 3. Характер нагрузки — спокойная с незначительными колебаниями. 4. Для косозубых и шевронных передач углом наклона зуба задаться.

сделать в масштабе (желательно М 1:1) эскиз (колесо стальное кованое, $z=70$, $m=6$ мм, $b=60$ мм).

9.52. На рис. 9.24, а, б показан двухступенчатый редуктор с цилиндрическими косозубыми колесами.

Основные данные редуктора следующие:

Наименование параметра	Быстроходная ступень	Тихоходная ступень
Модуль зацепления m_n , мм	3	5
Угол наклона зуба β	$8^\circ 6' 34''$	0
Число зубьев $\frac{z_1}{z_2}$	18/81	20/80
Ширина колеса, мм	60	100
Угловая скорость шестерни ω , рад/с	98,5	—
Материал шестерни } Нормализованная	50 (НВ180)	50 (НВ180)
Материал колеса } сталь	35 (НВ150)	35Л (НВ150)

Зубья некорректированы, нормальной высоты, с углом зацепления $\alpha=20^\circ$. Редуктор предназначен для непрерывной работы. Требуется на основании чертежа составить кинематическую схему, а по данным таблицы определить (из расчета зубьев каждой ступени на контактную прочность) допускаемый момент на ведомом валу. Потери в зубчатых передачах и подшипниках не учитывать. Срок службы не ограничен. Коэффициент нагрузки $K=1,25$.

Ответ. $M_3=107,5$ Н·м.

9.53**. Рассчитать одноступенчатый цилиндрический редуктор (рис. 9.25) по данным, приведенным в таблице.

9.54. Коническая зубчатая передача (рис. 9.26) имеет передаточное число $i=3$, наружный (максимальный) модуль $m=4$ мм и $z=20$. Определить углы начальных конусов и дистанционное (конусное) расстояние зубчатой пары при угле между осями колес $\delta=90^\circ$.

Ответ. $\varphi_1=18^\circ 26'$; $\varphi_2=71^\circ 34'$; $L_e=126,48$ мм.

9.55. Определить угол обточки φ_a и диаметр заготовки d_a для конической шестерни (рис. 9.27), у которой $m=5$ мм и $z=20$. Зубья некорректированы, нормальной высоты. Угол между осями шестерни и зубчатого колеса 90° .

Ответ. $\varphi_a=23^\circ 55' 30''$; $d_a=109,3$ мм.

9.56. Из расчета конической зубчатой передачи на прочность были найдены $m_{cp}=6,3$ мм и $b=75$ мм. Чему равен наружный (максимальный) модуль, если $z_1=25$, а $z_2=50$?

Ответ. $m=8$ мм.

9.57. При работе передачи в опасном сечении зуба конической шестерни возникает напряжение изгиба $\sigma_{из}=133$ Н/мм². Какое напряжение изгиба возникает в зубе колеса, если $i=3$ и $z_1=25$?

Зубья некорректированы, нормальной высоты.

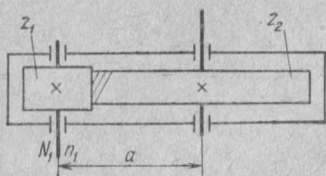


Рис. 9.25

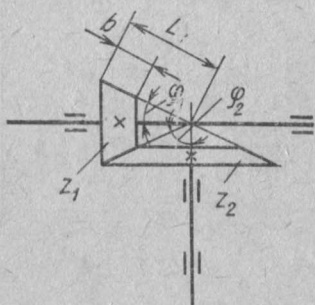


Рис. 9.26

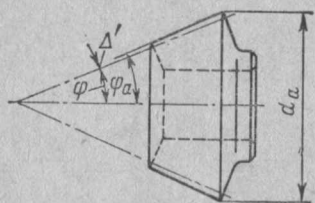


Рис. 9.27

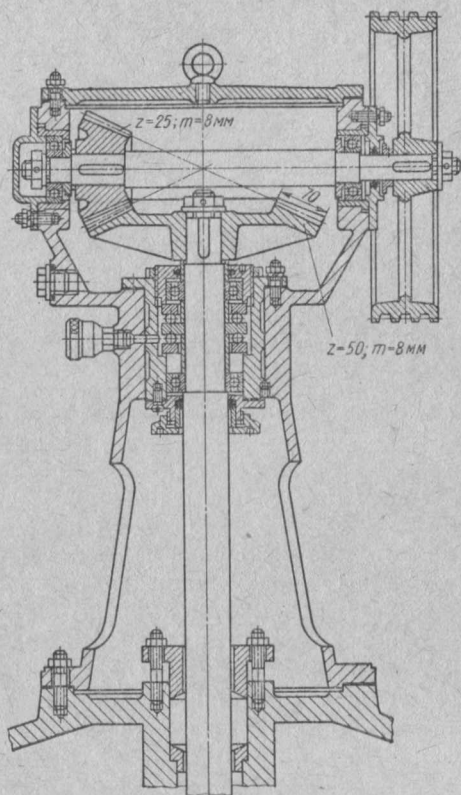


Рис. 9.28

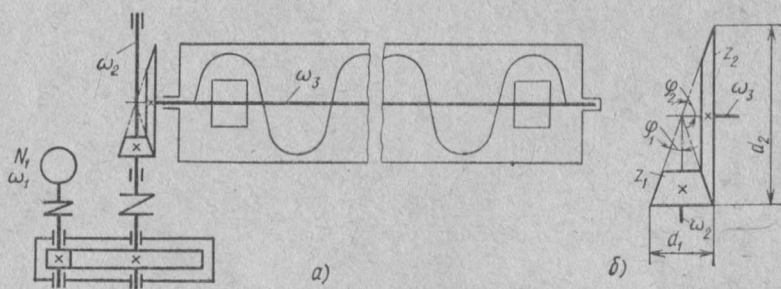


Рис. 9.29

9.58. Определить силы, действующие в конической зубчатой передаче привода мешалки (рис. 9.28), по данным, указанным на чертеже. Мощность на валу шестерни $N_1 = 5,88$ кВт при угловой скорости $\omega_1 = 24,6$ рад/с.

Ответ. Окружное усилие $P = 2850$ Н, осевое усилие на шестерне $Q_{\text{ш}} = 462$ Н; радиальное усилие на шестерне $T_{\text{ш}} = 904$ Н.

9.59*. Определить основные размеры конической зубчатой передачи привода шнека (рис. 9.29, а), если $N_1 = 1,7$ кВт; $\omega_1 = 148,7$ рад/с; $i_p = 6,3$; $\omega_3 = 6,27$ рад/с. Срок службы не ограничен. Передача неревверсивная.

Решение.

1. Передаточное отношение всего привода и конической передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{148,7}{6,27} = 23,7;$$

$$i_k = \frac{i}{i_p} = \frac{23,7}{6,3} = 3,76.$$

2. Углы начальных (делительных) конусов (рис. 9.29, б)

$$\varphi_1 = \text{arccctg } i_k = \text{arccctg } 3,76 = 14^\circ 54'.$$

$$\varphi_2 = 90^\circ - \varphi_1 = 90^\circ - 14^\circ 54' = 75^\circ 06'.$$

3. Материал зубчатой пары.

Так как передача открытая и нет особых требований к компактности передачи, выполняем шестерню и колесо из чугуна марки СЧ 24-48 ($\sigma_{\text{вр}} = 236$ Н/мм²; $\sigma_{\text{вн}} = 432$ Н/мм²; HB 170).

4. Допускаемое напряжение изгиба для шестерни и зубчатого колеса

$$[\sigma_0]_{\text{и}} = \frac{1,5\sigma_{-1}}{[n]k_\sigma},$$

где $[n] = 1,9$ — коэффициент запаса прочности (по табл. П23); $k_\sigma = 1,2$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений (по табл. П24);

$$\sigma_{-1} \approx 0,45\sigma_{\text{вр}} = 0,45 \cdot 236 = 106 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_0]_{\text{и}} = \frac{1,5 \cdot 106}{1,9 \cdot 1,2} \approx 70 \text{ Н/мм}^2.$$

5. Числа зубьев.

Принимаем $z_1 = 20$; $z_2 = z_1 i_k = 20 \cdot 3,76 \approx 75$; уточняем:

$$i_k = \frac{z_2}{z_1} = \frac{75}{20} = 3,75.$$

6. Коэффициент формы зуба y находим по z_Φ . Из табл. П20

$$z_{1\Phi} = \frac{z_1}{\cos \varphi_1} = \frac{20}{\cos 14^\circ 54'} = 20,7; y_1 = 0,377;$$

$$z_{2\Phi} = \frac{z_2}{\cos \varphi_2} = \frac{75}{\cos 75^\circ 06'} = 292; y_2 = 0,495.$$

7. Сравнительная оценка прочности зубьев шестерни и колеса.

Так как $y_1 [\sigma_0]_{\text{и}} < y_2 [\sigma_0]_{\text{и}}$, то расчет ведем по шестерне.

8. Коэффициент длины зуба $\psi_m = \frac{b}{m_{\text{ср}}}.$

Приняв $\psi_L = \frac{b}{L_{\text{ср}}} = 0,4$, находим $\psi_m = \frac{z_1}{5 \sin \varphi_1} = \frac{20}{5 \sin 14^\circ 54'} \approx 15.$

9. Коэффициент нагрузки K принимаем равным 1,5, учитывая консольное расположение колес.

10. Коэффициент износа $\gamma_H = 1,5$.

11. Момент на шестерне (номинальный)

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} i_p = \frac{1,7 \cdot 10^3}{148,7} \cdot 6,3 = 72 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

12. Средний модуль зацепления

$$m_{cp} = \sqrt[3]{\frac{2M_1 K \gamma_H}{y_1 [\sigma_0]_H z_1 \psi_m}}.$$

Подставив числовые значения, получим

$$m_{cp} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 72 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 1,5}{0,377 \cdot 70 \cdot 20 \cdot 15}} = 3,45 \text{ мм}.$$

13. Наружный модуль

$$m = m_{cp} + \frac{b \sin \varphi_1}{z_1} = 3,45 + \frac{52 \sin 14^\circ 54'}{20} = 4,116 \text{ мм},$$

где $b = \psi_m m_{cp} = 15 \cdot 3,45 = 51,5$,

Принимаем $b = 52 \text{ мм}$.

Модуль обычно округляют до стандартного: принимаем $m = 4,5 \text{ мм}$ (ГОСТ 9563—60, см. табл. П19).

14. Определение фактических (расчетных) напряжений не производим, так как модуль округлен до ближайшего большего значения по стандарту, а остальные параметры остались неизменными.

15. Основные размеры конической зубчатой пары:

$$d_1 = m z_1 = 4,5 \cdot 20 = 90 \text{ мм};$$

$$b = 52 \text{ мм};$$

$$d_2 = m z_2 = 4,5 \cdot 75 = 337,5 \text{ мм}.$$

Конусное расстояние

$$L_e = \frac{d_1}{2 \sin \varphi_1} = \frac{90}{2 \sin 14^\circ 54'} = 175,05 \text{ мм}.$$

Примечание. Так как принятое значение модуля больше расчетного, то напряжение изгиба будет ниже допускаемого, поэтому можно применить марку чугуна с более низкими механическими качествами. Учащимся предлагается это сделать самостоятельно, выполнив необходимые расчеты.

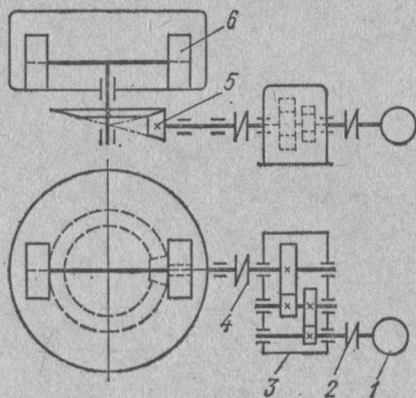


Рис. 9.30. Кинематическая схема привода бегунов:

1 — электродвигатель; 2 и 4 — упругие муфты; 3 — редуктор зубчатый цилиндрический двухступенчатый; 5 — открытая коническая зубчатая передача; 6 — бегуны

9.60. Определить модуль зацепления и основные размеры конической зубчатой передачи бегунов (рис. 9.30). Вал бегунов делает 25 об/мин. Передаточное число цилиндрического двухступенчатого редуктора $i_p = 12$; потребная при работе мощность на ведущем валу редуктора $N = 5 \text{ кВт}$ при частоте вращения вала электро-

двигателя $n_1 = 1440$ об/мин. Валы редуктора установлены на подшипниках качения. Недостающими данными задаться самостоятельно.

9.61*. Рассчитать зубчатую передачу конического редуктора (рис. 9.31), если $N_1 = 1$ кВт; $\omega_1 = 4,8$ рад/с; $i = 3,15$. Срок службы передачи $T = 5000$ ч.

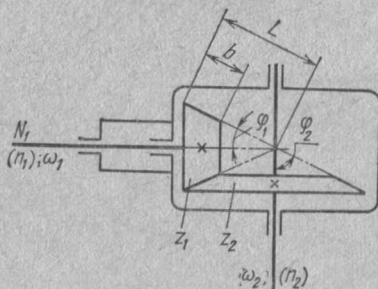


Рис. 9.31

Решение.

1. Выбор материалов шестерни и колеса.

Для обеспечения малых габаритов передачи выбираем материалы с повышенными механическими характеристиками:

для шестерни z_1 — сталь 40ХН; $\sigma_B = 880$ Н/мм²; $\sigma_T = 690$ Н/мм²; HB265. Термообработка — улучшение;

для колеса z_2 — сталь 40ХН; $\sigma_B = 790$ Н/мм²; $\sigma_T = 570$ Н/мм²; HB235. Термообработка — нормализация.

2. Допускаемое контактное напряжение для зубьев колеса

$$[\sigma]_K = 2,75 HB k_{PK} = 2,75 \cdot 235 \cdot 1,22 = 775 \text{ Н/мм}^2.$$

Коэффициент режима

$$k_{PK} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{ПК}}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{0,435 \cdot 10^7}} \approx 1,22.$$

Число циклов нагружения каждого зуба колеса z_2 за весь срок службы передачи

$$N_{ПК} = T n_2 60 = 5000 \cdot 14,6 \cdot 60 = 0,435 \cdot 10^7.$$

Частота вращения колеса

$$n_2 = \frac{30 \omega_2}{\pi} = \frac{30 \omega_1}{\pi i} = \frac{30 \cdot 4,8}{3,14 \cdot 3,15} = 14,6 \text{ об/мин.}$$

3. Момент на валу шестерни

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{1 \cdot 10^3}{4,8} = 208 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

4. Принимаем коэффициент нагрузки $K = 1,5$ при консольном расположении шестерни относительно опор.

5. Задаемся числом зубьев шестерни $z_1 = 22$; тогда

$$z_2 = z_1 i = 22 \cdot 3,15 = 69,4.$$

Округляем $z_2 = 70$; уточняем:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{70}{22} = 3,18; \quad \omega_2 = \frac{\omega_1}{i} = \frac{4,80}{3,18} = 1,51 \text{ рад/с.}$$

6. Диаметр основания делительного конуса колеса

$$d_2 = 2 \sqrt[3]{\left(\frac{340}{[\sigma]_K}\right)^2 \frac{M_1 K i^2}{\psi_{L_e} (1 - 0,5 \psi_{L_e})^2}}.$$

Принимаем $\psi_{L_e} = \frac{b}{L_e} = 0,30$.

После подстановки числовых значений получаем

$$d_2 = 2 \sqrt[3]{\left(\frac{340}{775}\right)^2 \frac{208 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 3,18^2}{0,30 (1 - 0,5 \cdot 0,30)^2}} = 282 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 12289—66 принимаем $d_2 = 280$ мм.

7. Модуль максимальный окружной

$$m = \frac{d_2}{z_2} = \frac{280}{70} = 4 \text{ мм.}$$

8. Конусное расстояние

$$L_e = \frac{mz_1}{2} \sqrt{i^2 + 1} = \frac{4 \cdot 22}{2} \sqrt{3,18^2 + 1} = 147 \text{ мм.}$$

9. Длина зуба при $\psi_{L_e} = \frac{b}{L_a} = 0,3$

$$b = 0,3L_a = 0,3 \cdot 147 \approx 44 \text{ мм.}$$

10. Половины углов при вершинах начальных конусов

$$\varphi_1 = \text{arcctg } i = \text{arcctg } 3,18 = 17^\circ 27' 30'';$$

$$\varphi_2 = 90 - \varphi_1 = 90^\circ - 17^\circ 27' 30'' = 72^\circ 32' 30''.$$

11. Расчетное контактное напряжение

$$\begin{aligned} \sigma_k &= 680 \sqrt{\frac{M_1 K i^2}{b (d_2 - b \sin \varphi_2)^2 \sin \varphi_2}} = \\ &= 680 \sqrt{\frac{208 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 3,18^2}{44 (280 - 44 \sin 72^\circ 27' 30'')^2 \sin 72^\circ 27' 30''}} = \\ &= 840 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma]_k = 775 \text{ Н/мм}^2 \text{ примерно на } 10,8 \%, \end{aligned}$$

что недопустимо.

Поэтому устанавливаем необходимую твердость материала колеса после термообработки (улучшения). Полагая $\sigma_k = [\sigma_k] = 2,75 HVB_{рк}$, определим требуемую твердость HVB :

$$\frac{\sigma_k}{2,75 k_{рк}} = \frac{840}{2,75 \cdot 1,22} \approx 250.$$

По табл. П21 при диаметре заготовки $d_2 = mz_2 = 4 \cdot 70 = 280$ мм для стали 40ХН получение данной твердости возможно.

12. Диаметры зубчатых колес

$$d_1 = mz_1 = 4 \cdot 22 = 88 \text{ мм;}$$

$$d_2 = mz_2 = 4 \cdot 70 = 280 \text{ мм.}$$

13. Напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{и} = \frac{2M_1 K}{y_1 m_{ср}^2 b z_1} = \frac{2 \cdot 208 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{0,389 \cdot 3,4^2 \cdot 44 \cdot 22} = 145 \text{ Н/мм}^2,$$

здесь $m_{ср} = m (1 - 0,5 \psi_{L_a}) = 4 (1 - 0,5 \cdot 0,3) = 3,4$ мм.

Величину y определяем из таблицы П20:

$$z_{1\phi} = \frac{z_1}{\cos \varphi_1} = \frac{22}{\cos 17^\circ 27' 30''} = \frac{22}{0,954} = 23; \quad y_1 = 0,389.$$

Допускаемое напряжение при $\sigma_{-1} = 380 \text{ Н/мм}^2$ и $k_{рк} = 1$

$$[\sigma_0]_{и} = \frac{1,5 \sigma_{-1}}{[n] k_{\sigma}} \quad k_{рк} = \frac{1,5 \cdot 380}{1,5 \cdot 1,5} = 254 \text{ Н/мм}^2.$$

Таблица данных к задаче 9.62 **

Данные	Вариант															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Модуль наружный (максималь- ный) m , мм	3	3	4	4	5	5	6	6	5	5	2,5	8	4	4	5,5	3,5
Число зубьев:																
z_1	20	20	17	20	24	20	25	25	20	22	20	25	20	22	20	25
z_2	63	50	34	32	48	56	79	40	63	70	56	50	63	70	40	100
Длина зуба, мм	26	27	25	24	44	46	60	50	52	60	26	70	42	42	48	60
Частота вращения шестерни, об/мин	735	940	940	1440	735	1440	1440	940	940	960	940	235	970	970	725	730
Материал шестерни (сталь) . .	45	50	50Г	55	50Г	45	50Г	50	45	40X	40X	50Г	40XH	40XH	45	40X
Материал колеса (сталь)	35	35	Ст6	45	45	35	45	Ст5	35	45	50	45	40X	40XH	45	45

Данные	Вариант															
	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30		
Модуль наружный (максималь- ный) m , мм	5,5	5	4,5	3	3	4	4	5	5	6	6	4	5,5	3,5		
Число зубьев:																
z_1	23	18	24	17	20	17	20	24	20	25	25	25	20	25		
z_2	92	58	75	54	50	34	32	48	56	79	40	25	49	100		
Длина зуба, мм	78	50	62	26	27	25	24	44	46	60	50	24	48	60		
Частота вращения шестерни, об/мин	300	970	1440	1440	1440	940	940	940	940	1440	1440	720	940	960		
Материал шестерни (сталь) . .	45	45	40XH	55	45	40XH	55	50Г	40X	50Г	50	45	40XH	40X		
Материал колеса (сталь)	35	35	40XH	45	35	40X	45	45	45	45	Ст5	45	40XH	45		

Примечания: 1. Термическая обработка шестерен — улучшение; колес — нормализация для углеродистых сталей; для легированных — улучшение.
2. Механические качества материалов выбрать из табл. П21 в соответствии с маркой стали и режимом термообработки и размерами заготовки.
3. Коэффициент нагрузки $K = 1,5$.
4. Срок службы передачи неограничен.

9.62. Определить модуль зацепления и основные размеры конических зубчатых колес редуктора (см. рис. 9.31) с передаточным числом $i=2$. Передаваемая ведущим валом мощность

$N_1=20$ кВт при частоте вращения этого вала $n_1=940$ об/мин. Передача неревверсивная. Срок службы передачи неограничен.

Основные параметры принять по ГОСТ 12289—66.

9.63**. На рис. 9.32 дан чертеж конического редуктора. Определить из расчета на изгиб и контактную прочность величину допускаемого момента на ведущем валу; основные параметры редуктора и сведения о материалах зубчатых колес указаны в таблице.

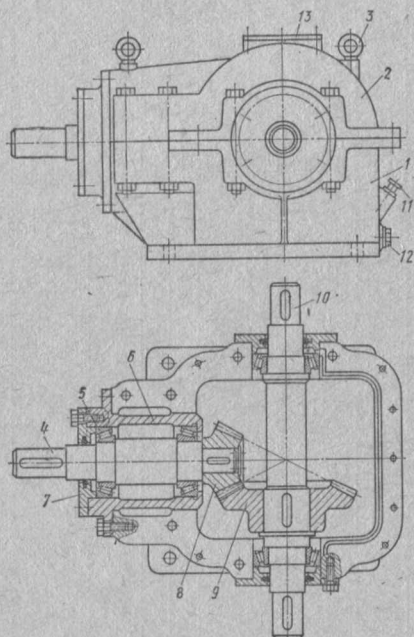


Рис. 9.32. Конический редуктор:

1 — основание корпуса; 2 — крышка корпуса; 3 — рым-болт; 4 — вал ведущий; 5 — конический роликоподшипник ведущего вала; 6 — стакан; 7 — крышка торцовая с уплотнением; 8 — шестерня коническая; 9 — колесо коническое; 10 — вал ведомый; 11 — маслоуказатель жезловый; 12 — пробка маслоспускная; 13 — крышка люка

Установить, какой из подшипников ведущего вала воспринимает осевую силу, действующую на шестерню.

ГЛАВА 10

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

10.1. Составить кинематические схемы червячных редукторов при следующем расположении червячной пары:

а) червяк расположен горизонтально под червячным колесом (редуктор с нижним расположением червяка);

б) червяк расположен горизонтально над червячным колесом (редуктор с верхним расположением червяка);

в) червяк расположен горизонтально, но сбоку червячного колеса; вал червячного колеса расположен вертикально (редуктор с боковым расположением червяка).

10.2. На рис. 10.1 показана кинематическая схема лебедки. Определить передаточное число червячного редуктора, установить число заходов червяка и число зубьев червячного колеса, если скорость наматывания каната $v = 0,33$ м/с; диаметр барабана $D_6 = 0,385$ м; угловая скорость вала электродвигателя $\omega = 74,2$ рад/с.

Ответ. $i = 43$.

10.3. Червячная передача должна иметь передаточное число $i = 12$. Какое надо назначить число заходов z_1 червяка и число зубьев z_2 червячного колеса?

Ответ. $z_1 = 4$; $z_2 = 48$.

10.4. Определить заходность червяка, если известно, что частота вращения его 1440 об/мин, а червячное колесо, имеющее 48 зубьев, делает 60 об/мин.

Ответ. $z_1 = 2$.

10.5. Какой угол подъема витка имеет однозаходный червяк, у которого коэффициент диаметра червяка $q = 12$?

Ответ. $\gamma = 4^\circ 45' 49''$.

10.6. Определить углы подъема для одно-, двух- и четырехзаходного червяка, если диаметр вершин витков его d_{a1} , равный 60 мм, и шаг p , равный 15,7 мм, остаются неизменными.

Ответ. $\gamma_1 = 5^\circ 42' 38''$; $\gamma_2 = 11^\circ 18' 36''$; $\gamma_4 = 21^\circ 48' 05''$.

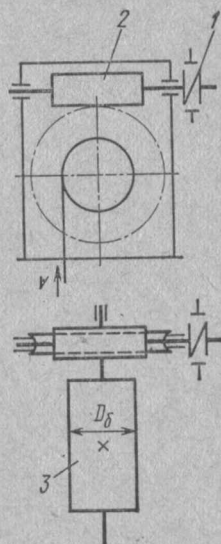


Рис. 10.1. Электрическая лебедка:

1 — муфта упругая с тормозом; 2 — червячный редуктор; 3 — барабан

10.7. Определить к. п. д. редуктора, принимая потери мощности на трение в опорах и на перемешивание масла равными 5% передаваемой мощности и коэффициент трения $f=0,04$; червяк трехзаходный стальной шлифованный (рис. 10.2), венец червячного колеса бронзовый.

Ответ. $\eta=0,82$.

10.8. Определить к. п. д. червячного зацепления в случае выполнения его с одно-, двух-, трех- и четырехзаходным червяком при неизменных $m=6$ мм и $q=9$. Построить график к. п. д. в функции от угла подъема при значениях коэффициента трения $f=0,05$ и $f=0,1$.

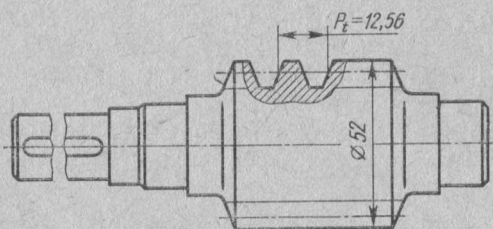


Рис. 10.2

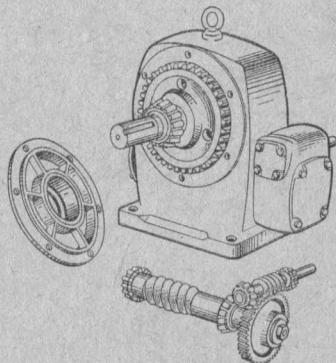


Рис. 10.3

Ответ. При $f=0,05$ $\eta_1=0,69$; $\eta_2=0,81$; $\eta_3=0,856$; $\eta_4=0,88$; при $f=0,1$ $\eta_1=0,524$; $\eta_2=0,646$; $\eta_3=0,746$; $\eta_4=0,781$.

10.9. Сравнить к. п. д. двух червячных передач, у которых одинаковые $m=6$ мм; $z_1=2$ и $z_2=45$, но разные $q: q_1=9$ и $q_2=12$. Коэффициент трения $f=0,05$. Потери в опорах на разбрызгивание и перемешивание масла не учитывать.

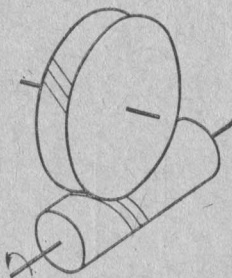


Рис. 10.4

Ответ. $\eta_1=0,805$; $\eta_2=0,763$.

10.10. На рис. 10.3 изображен двухступенчатый червячный редуктор. Для наглядности показаны отдельно крышка подшипника вала червячного колеса, червячная пара быстроходной ступени и червяк тихоходной ступени. Первая червячная пара имеет $m=5$ мм; $q=10$; $z_2=40$; вторая — $m=8$ мм; $q=8$ и $z_2=36$. Оба червяка двухзаходные. Материал червяков — сталь, а венцов червячных колес — бронза ($f=0,05$). Требуется составить кинематическую схему и определить общее передаточное число и к. п. д. редуктора, полагая потери в подшипниках и на перемешивание масла равными 3% передаваемой мощности. Найти также частоту вращения ведомого вала (n_3), если ведущий вал делает 1440 об/мин.

Ответ. $i=360$; $\eta=0,64$; $n_3=4,0$ об/мин.

10.11. Определить направление вращения (по часовой стрелке или против) и угловую скорость вала червячного колеса ω_2

(рис. 10.4), если червяк, имеющий правую спираль, вращается против часовой стрелки с угловой скоростью $\omega_1 = 96$ рад/с. Червяк двухзаходный, червячное колесо имеет 48 зубьев.

Ответ. $\omega_2 = 4,0$ рад/с.

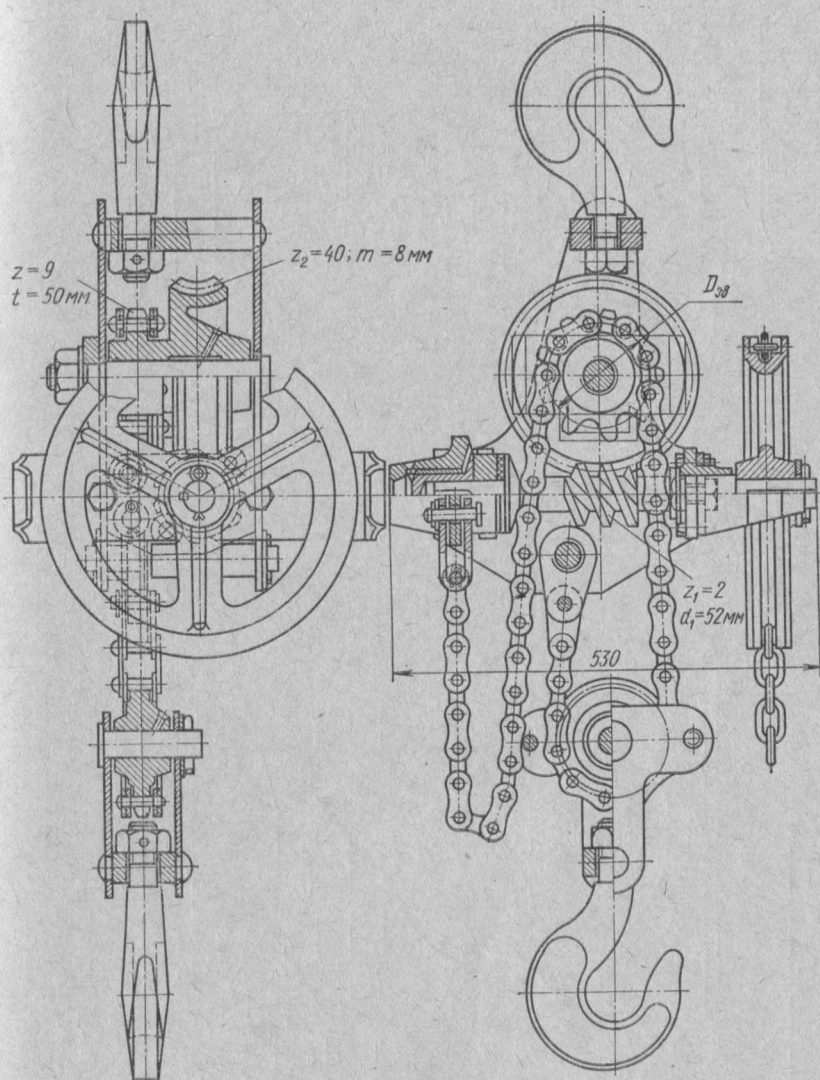


Рис. 10.5. Червячная таль грузоподъемностью $Q = 5$ т

10.12. Найти скорость скольжения в червячном зацеплении, если $z_1 = 2$; $m = 4$ мм; $q = 11$; $n_1 = 1440$ об/мин.

Ответ. $v_{ск} = 3,4$ м/с.

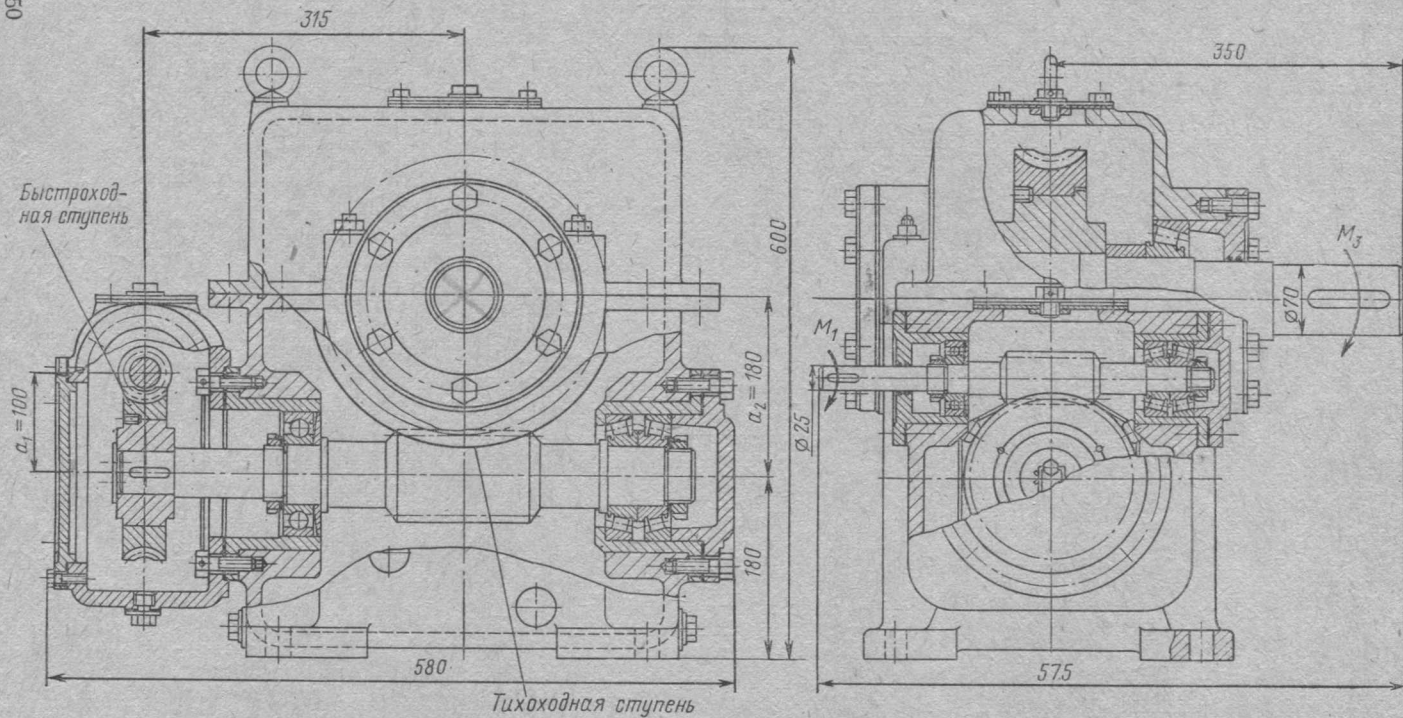


Рис. 10.6. Червячный двухступенчатый редуктор:

Параметры червячных пар . .
 Быстроходная ступень
 Тихоходная ступень

a , мм	m , мм	z_1	z_2
100	4	1	39
180	8	1	37

10.13. Определить необходимый вращающий момент на валу червяка и диаметр цепного блока червячной тали грузоподъемностью $Q=5$ т (рис. 10.5). Червяк двухзаходный с $m=8$ мм и $d_1=52$ мм, червячное колесо имеет 40 зубьев. Диаметр цепной звездочки $D_{зв}=146$ мм. При решении задачи принять коэффициент трения в червячной передаче $f=0,1$; потери в подшипниках и в цепной передаче равными 5%, а усилие рабочих на цепи блока равным 400 Н.

Ответ. $M_1 \approx 130 \cdot 10^3$ Н·мм; $D_{бл}=650$ мм.

10.14. Определить момент M_3 на валу червячного колеса тихоходной ступени двухступенчатого червячного редуктора (рис. 10.6), если момент на валу червяка быстроходной ступени $M_1=1055$ Н·мм. К. п. д. быстроходной ступени $\eta_1=0,75$ и тихоходной ступени $\eta_2=0,70$ (с учетом потерь в опорах и на перемешивание масла).

Ответ. $M_3=800 \cdot 10^3$ Н·мм.

10.15. Определить величину усилий (и показать направления их на эскизе), возникающих в полюсе зацепления червячной передачи (10.7), если мощность на валу червяка $N_1=2,02$ кВт, при угловой скорости $\omega_1=100$ рад/с. Известны следующие параметры передачи: $m=3$ мм; $q=12$; червяк двухзаходный, с правой спиралью, вращается по часовой стрелке, если смотреть со стороны правого торца червяка; коэффициент трения $f=0,03$.

Ответ. Окружное усилие $P_{\text{ч}}=1120$ Н; осевое усилие $Q_{\text{ч}}=5620$ Н; радиальное усилие $T_{\text{ч}}=2040$ Н.

10.16. Начертить схему червячной передачи, для которой даны в таблице направление резьбы червяка и направление его вращения; показать векторами усилия, возникающие в полюсе зацепления при работе передачи, и показать стрелкой направление вращения червячного колеса. Необходимые данные приведены в таблице.

Данные	Варианты									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Расположение червяка	Верхнее				Нижнее				Сбоку	
Направление спирали	Правое	Левое			Правое	Левое			Правое	
Направление вращения червяка со стороны двигателя	По часовой стрелке	Против часовой стрелки	По часовой стрелке	Против часовой стрелки	По часовой стрелке	Против часовой стрелки	По часовой стрелке	Против часовой стрелки	По часовой стрелке	Против часовой стрелки

10.17. По данным задачи 10.13 определить, какое номинальное напряжение изгиба возникает в опасном сечении зуба червячного

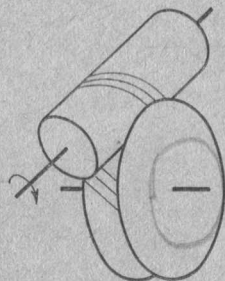


Рис. 10.7

колеса червячной тали (см. рис. 10.5). Сравнить полученное напряжение с допускаемым, если червячное колесо выполнено из чугуна СЧ 18-36 (см. табл. П31),

Ответ. $\sigma_H = 73 \text{ Н/мм}^2$ при $\gamma_H = 1,0$.

Полученное напряжение выше допускаемого, однако может быть допущено, так как нагрузка при ручном приводе близка к статической.

10.18. Открытая нереверсивная червячная передача имеет следующие основные параметры: $m = 6 \text{ мм}$; $q = 9$; $z_2 = 32$; $z_1 = 1$; материал червяка — сталь 45, $HRC > 45$. Какой вращающий момент может передать червячное колесо из условия прочности зубьев на изгиб? Принять $\gamma_H = 1,5$; $k_{PH} = 1,0$. Материал червячного колеса — чугун марки СЧ 18-36. Коэффициент нагрузки $K = 1,0$.

Ответ. $M_2 = 790 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Рис. 10.8 Червячный редуктор с нижним расположением червяка (для наглядности крышка подшипника вала червячного колеса и червячная пара показаны отдельно)

10.19*. Определить основные размеры червячной пары редуктора из условия контактной прочности (рис. 10.8). Дано: мощность на валу червяка $N_1 = 10 \text{ кВт}$, угловая скорость вала червяка $\omega = 151 \text{ рад/с}$; передаточное число $i = 18$. Передача нереверсивная, работает без перерывов. Срок службы неограничен. Коэффициент нагрузки $K = 1,2$.

Решение.

1. Заходность червяка

$$z_1 = \frac{z_{2 \min}}{i} = \frac{28}{18} > 1; \quad z_1 = 2.$$

2. Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 i = 2 \cdot 18 = 36.$$

3. Угловая скорость червячного колеса

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i} = \frac{151}{18} \approx 8,4 \text{ рад/с}.$$

4. Материал червячной пары. Выбираем для червяка сталь 45 с закалкой до $HRC \geq 45$ и для червячного венца бронзу Бр. ОФ 10-1. Отливка центробежным способом ($\sigma_B = 254 \text{ Н/мм}^2$, $\sigma_T = 167 \text{ Н/мм}^2$).

5. Допускаемое контактное напряжение для зубьев червячного колеса. По табл. П31 $[\sigma]_K = 246 \text{ Н/мм}^2$.

При неограниченном сроке службы число циклов нагружения зубьев $N_{цк} > 25 \cdot 10^7$, и поэтому коэффициент режима при расчете на контактную прочность

$$k_{PK \min} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{цк}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{25 \cdot 10^7}} = 0,67.$$

Тогда

$$[\sigma]_K = [\sigma]_K' k_{pK\min} = 246 \cdot 0,67 = 165 \text{ Н/мм}^2.$$

6. Приближенное значение к. п. д. червячного редуктора

$$\eta' = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} (\gamma + \rho)}.$$

Примем предварительно $q=8$, тогда

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{8} = 0,25; \quad \gamma = 14^\circ 02' 10''.$$

Коэффициент трения при стальном червяке и бронзовом венце при наличии смазки примем предварительно $f=0,04$; при этом $\rho=2^\circ 17'$; тогда

$$\eta' = 0,95 \frac{\operatorname{tg} 14^\circ 02' 10''}{\operatorname{tg} (14^\circ 02' 10'' + 2^\circ 17')} = 0,81.$$

7. Вращающий момент на валу червячного колеса

$$M_2 = \frac{N_1 \eta'}{\omega_2} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 0,81}{8,4} = 965 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

8. Межосевое расстояние из условия контактной прочности

$$a = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt{\left(\frac{169}{\frac{z_2}{q} [\sigma]_K} \right)^2 M_2 K} = \\ = \left(\frac{36}{8} + 1 \right) \sqrt{\left(\frac{169}{\frac{36}{8} \cdot 165} \right)^2 965 \cdot 10^3 \cdot 1,2} = 215 \text{ мм}.$$

9. Модуль зацепления

$$m = \frac{2a}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 215}{36 + 8} = 9,78 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 2144—66 принимаем $m=10$ мм; $q=8$.

10. Основные размеры передачи:

$$a = \frac{m}{2} (z_2 + q) = \frac{10}{2} (36 + 8) = 220 \text{ мм}.$$

Червяк:

$$d_1 = mq = 10 \cdot 8 = 80 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 10 = 100 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \cdot 10 = 56 \text{ мм}.$$

Длина нарезанной части

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2) m = (11 + 0,06 \cdot 36) \cdot 10 = 131,6 \text{ мм},$$

принимаем $b_1 = 135$ мм.

Червячное колесо:

$$d_2 = mz_2 = 10 \cdot 36 = 360 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 360 + 2 \cdot 10 = 380 \text{ мм}.$$

11. Скорость скольжения

$$v_{ск} = \frac{m\omega_1}{2000} \sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{10 \cdot 151}{2000} \sqrt{2^2 + 8^2} = 6,2 \text{ м/с}.$$

12. Уточненное значение к. п. д.

Коэффициент и угол трения по табл. П30 $f \approx 0,022$; $\rho \approx 1^\circ 18'$:

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} 14^\circ 02' 10''}{\operatorname{tg}(14^\circ 02' 10'' + 1^\circ 18')} = 0,867.$$

Угол γ остался неизменным, так как принятое значение $q = 8$ совпало с выбранным предварительно.

13. Момент на валу червячного колеса при уточненном значении к. п. д.

$$M_2 = \frac{N_1 \eta}{\omega_2} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 0,867}{8,4} = 1030 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

14. Расчетное (рабочее) контактное напряжение

$$\sigma_k = \frac{476}{d_2} \sqrt{\frac{M_2 K}{d_1}} = \frac{476}{360} \sqrt{\frac{1030 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{80}} = 164 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_k < [\sigma]_k.$$

10.20. По данным и результатам решения предыдущей задачи определить расчетное напряжение изгиба в зубьях червячного колеса и сравнить с допускаемым $[\sigma_0]_и$.

Ответ. $\sigma_{и} = 12 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_0]_и$.

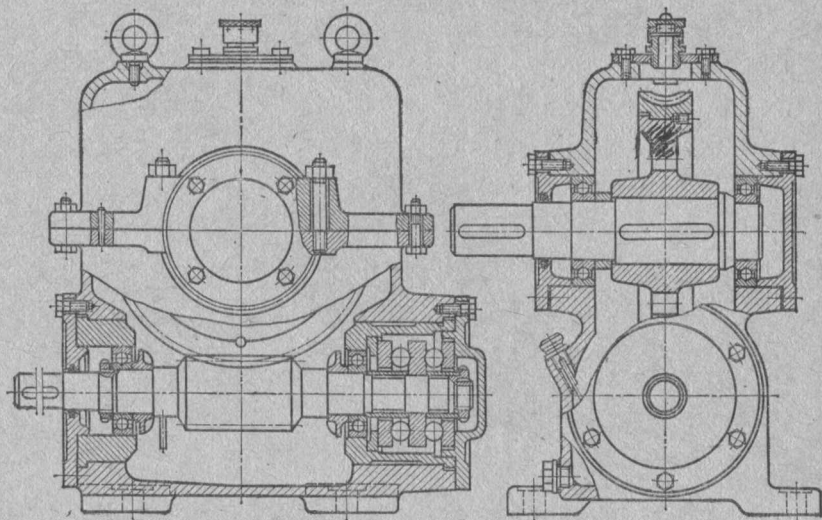


Рис. 10.9

10.21. Определить основные размеры червячной пары редуктора (рис. 10.9). Дано: $N_1 = 1,15 \text{ кВт}$; $\omega_1 = 150 \text{ рад/с}$; $i = 15$. Материал червяка — сталь 45 (твердость $\geq \text{HRC } 45$); венец червячного колеса изготовлен из бронзы Бр. АЖ9-4Л (отливка в кокиль). Срок службы не ограничен; передача неревверсивная. Принять $K = 1,45$; $k_{\text{ри}} = 0,543$; $f = 0,03$.

Ответ. $m = 5 \text{ мм}$; $q = 10$; $z_1 = 2$; $z_2 = 30$.

10.22*. Червячный редуктор (рис. 10.10) имеет следующие основные параметры: $a = 160$ мм; $m = 5$ мм; $q = 12$; $z_1 = 2$; $z_2 = 52$. Угловая скорость колеса $\omega_2 = 5,76$ рад/с. Материал венца колеса — Бр. ОНФ (отливка центробежная). Червяк стальной шлифованный

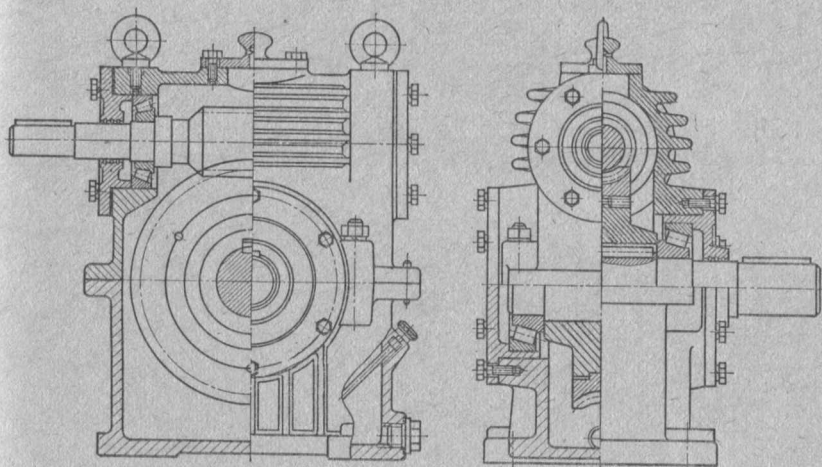


Рис. 10.10

(твердость $> HRC 45$). Определить из расчета на контактную прочность допускаемую мощность на валу червяка при неограниченно большом сроке службы передачи. Принять $K = 1,2$; $k_{pк\min} = 0,67$.

Решение.

1. Находим допускаемый момент на валу червячного колеса из формулы, определяющей σ_K , приняв $\sigma_K = [\sigma]_K$:

$$[M]_2 = \left(\frac{[\sigma]_K d_2}{476} \right)^2 \frac{d_1}{K} = \left(\frac{165 \cdot 260}{476} \right)^2 \frac{60}{1,2} = 405 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 405 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Здесь

$$d_1 = mq = 5 \cdot 12 = 60 \text{ мм};$$

$$d_2 = mz_2 = 5 \cdot 52 = 260 \text{ мм}.$$

Принято

$$[\sigma]'_K = 246 \text{ Н/мм}^2 \text{ (см. табл. П31);}$$

тогда

$$[\sigma]_K = [\sigma]'_K k_{pк\min} = 246 \cdot 0,67 = 165 \text{ Н/мм}^2.$$

2. К. п. д. редуктора

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} (\gamma + \rho)} = 0,95 \frac{\operatorname{tg} 9^\circ 27' 44''}{\operatorname{tg} (9^\circ 27' 44'' + 1^\circ 40')} = 0,805;$$

здесь

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{12} = \frac{1}{6}; \quad \gamma = 9^\circ 27' 44'';$$

$$\rho \approx 1^\circ 40' - \text{по табл. П30 при}$$

$$v_{\text{ск}} = \frac{m\omega_1}{2000} \sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{5 \cdot 150}{2000} \sqrt{2^2 + 12^2} = 4,56 \text{ м/с};$$

здесь

$$\omega_1 = \omega_2 i = 5,76 \cdot 26 \approx 150 \text{ рад/с.}$$

3. Допускаемый момент на валу червяка

$$[M]_1 = \frac{[M]_2}{i\eta} = \frac{405}{26 \cdot 0,805} = 19,4 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{52}{2} = 26.$$

4. Допускаемая мощность

$$[N]_1 = [M]_1 \omega_1 = 19,4 \cdot 150 = 2,91 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 2,91 \text{ кВт.}$$

10.23. По данным предыдущей задачи определить допускаемую мощность на валу червяка из расчета зубьев червячного колеса на изгиб. Передача неревверсивная. Принять $\gamma_n = 1,0$; $k_{\text{ри}} = 0,543$; $K = 1,2$.

Сопоставить ответ с результатом решения задачи 10.22 и установить окончательно допустимую мощность на валу червяка.

Ответ. По выносливости на изгиб $[N]_n \approx 7 \text{ кВт}$. По контактной выносливости $[N]_k = 2,91 \text{ кВт}$. Окончательно следует считать $[N] \leq 2,91 \text{ кВт}$.

10.24. По исходным данным и результату решения задачи 10.14 установить, какая ступень (быстроходная или тихоходная) червячного редуктора более нагружена из условия контактной прочности. Червяк стальной закаленный $HRC > 45$, венец червячного колеса из бронзы Бр. ОФ 10-1, отливка в землю $K = 1,2$. Принять $K_{\text{рк1}} = 1$, $K_{\text{рк2}} = 1,2$.

Ответ. Во второй ступени контактное напряжение примерно в 2 раза выше, чем в первой, однако оно не превышает допускаемого.

10.25. Определить из расчетов на контактную прочность и на изгиб допускаемую величину момента на валу червячного колеса редуктора ($a = 120 \text{ мм}$; $i = 15,5$; $m = 6 \text{ мм}$; $z_1 = 2$; $q = 9$). Материал венца червячного колеса — бронза Бр. ОФ 10-1 (отливка в кокиль). Червяк стальной (твердость $> HRC 45$). Передача реверсивная; срок службы неограничен. Принять $K = 1,0$.

Ответ. $[M]_k \approx 600 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (из условия прочности на изгиб); $[M]_k = 180 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (из условия контактной прочности).

10.26. Червячный редуктор имеет $a = 210 \text{ мм}$; $i = 34$; $z_1 = 1$; $q = 8$; $m = 10 \text{ мм}$. Материал венца колеса — бронза ОНФ (отливка центробежная). Червяк закаленный (твердость $> HRC 45$), шли-

фованный. Вал червяка установлен на подшипниках качения; вал колеса — на подшипниках скольжения. Допустимо ли использование этого редуктора в качестве передаточного механизма между двигателем и станком, если последний потребляет мощность $N = 6,6$ кВт при $n = 43$ об/мин?

Ответ. Допустимо, так как с ведомого вала редуктора из условия прочности зацепления можно снимать больший момент, чем потребляется станком (подтвердить расчетом).

10.27. Червячная пара редуктора с параметрами $m = 20$ мм; $q = 8$; $z_1 = 1$ и $z_2 = 30$ заменена другой парой с двухзаходным червяком $m = 10$ мм; $q = 8$; $z_2 = 60$. Установить, возможна ли такая замена по условию прочности червячной пары.

10.28. Определить основные размеры червяка и сделать в масштабе 1:1 эскиз нарезанной части его по данным, приведенным в таблице. Угол зацепления $\alpha = 20^\circ$.

Данные	Варианты									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Модуль m , мм	6	6	8	8	8	10	10	10	12	12
q	9	11	8	8	11	8	8	11	8	11
Число заходов червяка z_1	1	2	1	3	1	2	2	1	1	2
Число зубьев червячного колеса z_2	38	28	35	42	32	40	32	30	32	34

10.29. Сделать эскиз поперечного сечения венца червячного колеса (М 1:1) по данным предыдущей задачи. Ширина венца $b_2 = 0,75d_a$. Зубья некорригированные, нормальной высоты (см. рис. 10.6).

10.30. Определить, применив гипотезу наибольших касательных напряжений (третью теорию прочности), эквивалентное напряжение для опасного сечения двухзаходного червяка, если передаваемый момент $M_1 = 7480$ Н·мм. Основные параметры передачи: $m = 8$ мм; $q = 8$; $z_2 = 32$. Расстояние между серединами опор червяка $L = d_2$. Коэффициент трения $f = 0,03$.

Ответ. $\sigma_{\text{э III}} = 32$ Н/мм².

10.31. Определить приведенное (эквивалентное) напряжение для опасного сечения червяка. Снимаемый с вала червячного колеса момент $M_2 = 925$ Н·м; $\eta = 0,782$; $m = 8$ мм; $q = 8$; $z_2 = 37$; $z_1 = 2$; расстояние между опорами $L = 290$ мм.

Ответ. $\sigma_{\text{э III}} = 38,9$ Н/мм².

10.32. Сравнить стрелу прогиба f двух червяков, имеющих число заходов $z_1 = 2$; одинаковый модуль $m = 8$ мм, но разные q : $q_1 = 8$ и $q_2 = 11$. Расстояние между опорами червяка $L = 250$ мм. Окружное усилие на червячном колесе $P_k = 15,0$ кН. Коэффициент трения $f = 0,04$.

Ответ. $f = 0,035$ мм при $q = 8$; $f = 0,0077$ мм при $q = 11$.

Таблица к задаче 10.34 **

Исходные данные	Варианты																													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
N_1 , кВт	2	5	7	10	14	17	20	25	4	6	8	10	12	14	16	18	5	10	15	20	25	30	3	6	9	12	15	18	21	24
ω_1 рад/с	75	98	150	98	150	300	100	151	98	151	100	75	98	150	300	150	75	98	150	98	150	300	98	150	100	150	76	76	150	98
i	20	16	30	20	20	50	40	30	20	31	25	25	49	25	30	75	15	21,5	37,5	49	40	40	25	50	40	45	19	38	37,5	20
Материал червяка	Сталь 40X						Сталь 45						Сталь 40						Сталь 45						Сталь 40X					
HRC	< 45						> 45						> 45						> 45						> 45					
Материал венца червячного колеса	Бр. ОФ10-1, отливка в землю		отливка в кокиль		Бр. ОНФ, центробежное литье		Бр. ОЦС6-6-3, отливка в землю		Бр. АЖ9-4, отливка в землю		отливка в кокиль		Бр. ОФ10-1, отливка в землю		отливка в кокиль		Бр. ОНФ, центробежное литье		Бр. ОЦС6-6-3, отливка в землю											
Характер передачи	Реверсивная		Нереверсивная		Реверсивная		Нереверсивная		Реверсивная		Нереверсивная		Реверсивная		Нереверсивная		Реверсивная		Нереверсивная		Реверсивная									
Срок службы, ч	20 000		Неограничен		Неограничен		25 000		Неограничен		Неограничен		25 000		10 000		Неограничен		20 000											
Коэффициент нагрузки (предварительное значение)	1,2		1,3		1,1		1,25		1,3		1,25		1,1		1,15		1,25		1,3											

10.33. Проверить червячный редуктор, предназначенный для передачи мощности на валу червяка $N_1 = 1,86$ кВт на нагрев при непрерывной работе, если к. п. д. редуктора $\eta = 0,82$, пре-

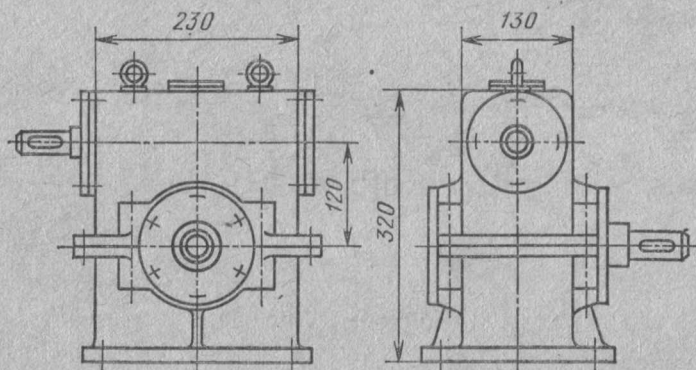


Рис. 10.11

дельная температура масла $[t_m] = 70^\circ \text{C}$. Коэффициент теплопередачи $k_t = 14$ Вт /м² °С. Габаритные размеры корпуса редуктора указаны на рис. 10.11.

Указание. При ориентировочном подсчете поверхности охлаждения ребра и выступы учитывать коэффициентом 1,15; внешнюю температуру принять $t_b = 20^\circ \text{C}$.

Ответ. $t_m \approx 100^\circ > [t_m]$ при $F = 0,3$ м².

10.34**. Рассчитать червячный редуктор по данным, приведенным в таблице.

ГЛАВА 11

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Справочные данные, необходимые для решения задач 11 главы, приведены в табл. ПЗЗ—ПЗ7.

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

Ответ. $z_1 = 23$; $z_2 = 92$ (см. табл. ПЗ5); $A = 40t = 1016$ мм; монтажное расстояние $A_m = 1012$ мм.

11.2. Передача роликовой цепью с шагом $t = 19,05$ мм имеет звездочки с числами зубьев $z = 15$ и $z_2 = 45$; $A = 762$ мм.

Требуется определить длину цепи, выраженную в шагах, уточнить межосевое расстояние.

Ответ. $L_t = 110$; монтажное расстояние $A_m = 758$ мм.

11.3. По данным предыдущей задачи определить диаметры делительных окружностей звездочек.

Ответ. 91,7 и 272 мм.

11.4. Определить число ударов в секунду для цепи, указанной в задаче 11.2, если ее скорость $v = 5$ м/с. Сравнить с допустимым значением $[u]$ (табл. ПЗ6).

Ответ. $u = 9,5$ 1/с; $[u] = 35$ 1/с.

11.5. Две передачи зубчатыми цепями одинакового шага $t = 25,4$ мм и с одинаковыми звездочками $z_1 = 17$ отличаются по скорости: первая передача имеет $v = 14$ м/с, а вторая $v = 5$ м/с. Определить для обоих случаев допустимые значения давления в шарнирах $[p]$ (см. табл. ПЗ7).

Ответ. $[p] = 4,12$ и $12,35$ Н/мм².

11.6. Определить допустимые значения тягового усилия $[P]$ и передаваемой мощности $[N]$ для зубчатой цепи, имеющей $t = 25,4$ мм, ширину $b = 55,5$ мм; число зубьев ведущей звездочки $z_1 = 17$, ее частота вращения $n_1 = 2000$ об/мин.

Ответ. $[P] = 1000$ Н; $[N] = 14,4$ кВт.

11.7. Как изменятся значения $[P]$ и $[N]$ для цепной передачи, параметры которой указаны в предыдущей задаче, если частота вращения ведущей звездочки $n_1 = 700$ об/мин.

Ответ. $[P] = 3000$ Н; $[N] = 15$ кВт.

11.8*. Определить значение наибольшей допускаемой мощности для передачи роликовой цепью, имеющей шаг 25,4 мм; $z_1 = 20$; $z_2 = 70$; расчетный коэффициент нагрузки (эксплуатации) $k_3 = 1,5$. Скорость цепи $v = 8$ м/с.

Решение.

Допускаемую для передачи мощность определяем по формуле

$$[N] = [P]v = \frac{[p] Fv}{k_3}.$$

Значения $[p]$ приведены в табл. П37 в зависимости от частоты вращения. Поэтому находим значение

$$n_1 = \frac{60v}{z_1 t} = \frac{60 \cdot 8 \cdot 10^3}{20 \cdot 25,4} = 950 \text{ об/мин.}$$

Соответствующее значение $[p] = 19$ Н/мм² (найденно интерполированием). Вычисляем расчетную поверхность шарнира (см. табл. П33)

$$F = Bd = 22,61 \cdot 7,95 \approx 180 \text{ мм}^2.$$

Искомое значение допускаемой мощности

$$[N] = \frac{19 \cdot 180 \cdot 8}{1,5} = 18 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 18 \text{ кВт.}$$

11.9. Как изменится значение $[N]$ для передачи, параметры которой указаны в задаче 11.8, если скорость цепи будет уменьшена в 4 раза?

Ответ. $[N] \approx 6,8$ кВт (при $[p] \approx 28,7$ Н/мм²).

11.10. Для предварительного определения шага роликовой цепи служит формула

$$t = 280 \sqrt[3]{\frac{Nk_3}{z_1 n_1 [p] m}} \text{ мм,}$$

где N в кВт, n_1 в об/мин, $[p]$ в кгс/мм², m — число рядов цепи.

Каков будет численный коэффициент в этой формуле, если выразить N в Вт, $[p]$ в Н/мм²?

Ответ. 60.

11.11. Каков будет вид формулы для определения шага цепи, если отношение $\frac{N}{n_1}$ заменить вращающим моментом M_1 в Н·мм?

Ответ.

$$t = 2,8 \sqrt[3]{\frac{M_1 k_3}{z_1 [p] m}} \text{ мм.}$$

11.12. Для предварительного определения шага зубчатой цепи пользуются формулой

$$t \approx 6000 \sqrt{\frac{Nk_3}{z_1 n_1 [p] b}} \text{ мм,}$$

где N в кВт, n_1 в об/мин, $[p]$ в кгс/мм², b в мм.

Как изменится формула, если выразить N в Вт, $[p]$ в Н/мм², а остальные величины оставить в тех же единицах измерения?
Ответ.

$$t \approx 600 \sqrt{\frac{N k_9}{z_1 n_1 [p] b}} \text{ мм.}$$

11.13. Определить величину допускаемой мощности для передачи роликовой цепью с шагом 38,1 мм, если $n_1 = 400$ об/мин, $z_1 = 19$, $z_2 = 76$, $A = 1200$ мм, работа в одну смену, колебания нагрузки умеренные ($k_{\text{дин}} = 1,2$), смазка капельная, регулирование цепи периодическое, угол между горизонтальной линией и линией центров 30° .

Ответ. $[N] = 30$ кВт.

11.14*. Подобрать для найденной в предыдущей задаче передаваемой мощности цепь роликовую двухрядную при условии, что остальные данные (z_1 , n_1 , A , условия эксплуатации) остаются неизменными.

Решение.

Чтобы найти шаг цепи, воспользуемся формулой

$$t = 60 \sqrt[3]{\frac{N k_9}{z_1 n_1 [p] m}} \text{ мм;}$$

Здесь мощность должна быть выражена в Вт:

$$N = 30 \text{ кВт} = 30 \cdot 10^3 \text{ Вт;}$$

$$k_9 = k_{\text{дин}} k_{\text{см}} k_A k_{\text{рег}} k_{\text{реж}} k_{\text{накл}} = 1,2 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1,5.$$

Значение $[p]$ на основании табл. П37 принимаем ориентировочно:

$$[p] = 23,7 \text{ Н/мм}^2.$$

Вычисляем шаг двухрядной цепи:

$$t = 60 \sqrt[3]{\frac{30 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{19 \cdot 400 \cdot 23,7 \cdot 2}} = 30 \text{ мм;}$$

ближайшее стандартное значение

$$t = 31,75 \text{ мм.}$$

Скорость цепи

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{19 \cdot 31,75 \cdot 400}{60 \cdot 10^3} = 4 \text{ м/с.}$$

Находим окружное усилие

$$P = \frac{N}{v} = \frac{30 \cdot 10^3}{4} = 7500 \text{ Н.}$$

Проекция опорной поверхности шарнира по данным табл. П33

$$F = 2dB = 2 \cdot 9,5 \cdot 27,46 = 520 \text{ мм}^2.$$

Проверяем расчетное давление в шарнирах

$$p = \frac{P k_9}{F} = \frac{7500 \cdot 1,5}{520} = 21,6 \text{ Н/мм}^2,$$

Что меньше $[p] = 23,7 \text{ Н/мм}^2$.

11.15. Определить отношение допускаемых окружных усилий $[P]_1$ и $[P]_2$ для передач роликowymi и зубчатыми цепями при одинаковой их ширине и прочих равных условиях; диаметры валиков и длины втулок указанных цепей считать примерно одинаковыми.

Ответ. По данным табл. ПЗ7 отношение допускаемых давлений в шарнирах роликowych и зубчатых цепей

$$[p]_1 : [p]_2 \approx 1,7.$$

Отношение расчетных значений F (проекций поверхностей шарниров) $F_1 : F_2 = 1 : 0,76$.

Следовательно, $[P]_1 : [P]_2 = 1,7 : 0,76 = 2,2$.

11.16. Для передачи роликowej цепью определить зависимость $[P]$ и $[N]$ от шага цепи t , принимая прочие параметры передачи постоянными. Построить графики этих зависимостей при изменении шага от 19,05 до 50,8 мм, если угловая скорость ведущей (меньшей) звездочки не более 5 рад/с.

Ответ. Зависимость N от t выражается кубической параболой $[N] = C_1 t^3$, где $C_1 = \text{const} = \frac{z_1 n_1 [p] m}{60^3 k_3}$. Зависимость $[P]$ от t выражается параболой $[P] = C_2 t^2$, где $C_2 = \frac{[p] m}{3,6 k_3}$.

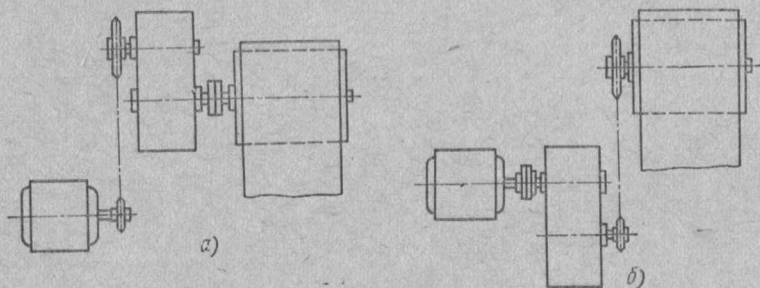


Рис. 11.1

11.17. Привод к ленточному транспортеру спроектирован по кинематической схеме, представленной на рис. 11.1, а: цепная передача находится между электродвигателем и редуктором, шаг цепи, определенный расчетом, равен 25,4 мм.

Рассмотреть второй вариант привода — по кинематической схеме на рис. 11.1, б, в которой цепная передача предусмотрена после редуктора, передаточное число его равно 5.

В том и другом варианте цепь однорядная роликowej, числа зубьев звездочек остаются неизменными.

Определить, не производя подробного расчета, шаг цепи для второго варианта привода.

Указание. При расчете следует учесть зависимость $[p]$ от угловой скорости ведущей звездочки и от шага цепи.

Ответ. $t = 38,1$ мм.

11.18. Можно ли подобрать для привода, показанного на рис. 11.1 б, многорядную роликовую цепь с шагом $t = 25,4$ мм (т. е. с таким же шагом, как в варианте а)? Сколько рядов должна иметь цепь, если число зубьев ведущей звездочки остается неизменным, а передаточное число редуктора по-прежнему равно 5?

Ответ. $m = 4$.

11.19*. Рассчитать горизонтальную цепную передачу роликовой однорядной цепью, расположенной между редуктором и валом транспортера (см. рис. 11.1, б); передаваемая мощность $N = 10$ кВт, частота вращения вала электродвигателя $n_d = 960$ об/мин, частота вращения вала транспортера $n_2 = 50$ об/мин, передаточное число редуктора $i_{ред} = 6$; работа в одну смену, колебания нагрузки умеренные, смазка капельная, натяжение цепи регулируется нажимным роликом.

Решение.

Определяем частоту вращения ведущей звездочки:

$$n_1 = \frac{n_d}{i_{ред}} = \frac{960}{6} = 160 \text{ об/мин.}$$

Находим передаточное число цепной передачи:

$$i_{ц} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{160}{50} = 3,2.$$

Принимаем число зубьев ведущей звездочки на основании табл. ПЗ5

$$z_1 = 25; \quad z_2 = 25 \cdot 3,2 = 80.$$

Определяем мощность, передаваемую цепью, приняв к. п. д. редуктора $\eta = 0,95$:

$$N = 10 \cdot 0,95 = 9,5 \text{ кВт.}$$

Оцениваем значения коэффициентов:

$$k_{дин} = 1,3; \quad k_{пер} = 1,1;$$

остальные коэффициенты равны 1. Расчетный коэффициент

$$k_3 = 1,3 \cdot 1,1 = 1,43.$$

По табл. ПЗ7 принимаем ориентировочно $[p] = 29 \text{ Н/мм}^2$.

Определяем шаг цепи:

$$t = 60 \sqrt[3]{\frac{N k_3}{z_1 n_1 [p]}} = 60 \sqrt[3]{\frac{9,5 \cdot 10^3 \cdot 1,43}{25 \cdot 160 \cdot 29}} = 30 \text{ мм.}$$

Выбираем по табл. ПЗ3 цепь с шагом $t = 31,75$ мм; диаметр валика $d = 9,55$ мм; длина втулки $B = 27,46$ мм; проекция опорной поверхности шарнира $F = B d = 27,46 \cdot 9,55 = 262 \text{ мм}^2$.

Диаметры делительных окружностей звездочек

$$D_{01} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{31,75}{\sin 7,2^\circ} = 254 \text{ мм};$$

$$D_{02} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{31,75}{\sin 2,25^\circ} = 807 \text{ мм.}$$

Вычисляем скорость цепи:

$$v = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 31,75 \cdot 160}{60 \cdot 10^3} = 2,1 \text{ м/с.}$$

Окружное усилие

$$P = \frac{N}{v} = \frac{9,5 \cdot 10^3}{2,1} \approx 4\,500 \text{ Н.}$$

Давление в шарнирах

$$p = \frac{P k_3}{F} = \frac{4\,500 \cdot 1,43}{262} = 24,6 \text{ Н/мм}^2 < [p] = 31,2 \text{ Н/мм}^2.$$

Задаемся межосевым расстоянием, выраженным в шагах:

$$A = 40t; \quad A_t = 40.$$

Число звеньев цепи

$$L_t = 2A_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}{A_t} = 2 \cdot 40 + \frac{25 + 80}{2} + \frac{\left(\frac{80 - 25}{2 \cdot 3,14}\right)^2}{40} = 134,4.$$

Округляем до четного числа $L_t = 134$.

Уточняем $A_t = 39,9$; $A = 39,9 \cdot 31,75 = 1\,265 \text{ мм.}$

Монтажное межосевое расстояние

$$A_m = 0,996A = 1\,260 \text{ мм.}$$

Находим число ударов:

$$u = \frac{4z_1 n_1}{60L_t} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 160}{60 \cdot 134} = 2 \text{ 1/с} < [u] = 25 \text{ 1/с}$$

(см. табл. П36).

Усилие от провисания цепи при горизонтальном расположении передачи

$$P_f = k_f g q A = 6 \cdot 9,81 \cdot 3,73 \cdot 1\,260 \cdot 10^{-3} = 276 \text{ Н.}$$

Здесь $q = 3,73 \text{ кг/м}$ — по табл. П33; $k_f = 6$ для горизонтальной передачи.

Сила давления на вал

$$R = P + 2P_f = 4\,500 + 2 \cdot 276 \approx 5\,050 \text{ Н.}$$

Максимальное давление в шарнирах

$$p_{\max} = \frac{5\,050 \cdot 1,43}{262} = 27,3 \text{ Н/мм}^2$$

при допускаемом значении $[p] = 32,2 \text{ Н/мм}^2$.

Проверяем коэффициент запаса прочности цепи:

$$n = \frac{Q_B}{k_{\text{дин}} P + P_{\Pi} + P_f};$$

здесь разрушающая нагрузка $Q_B = 70\,000 \text{ Н}$ (см. табл. П33);

$P_{\Pi} = qv^2 = 3,73 \cdot 2,1^2 = 16,4 \text{ Н}$ — ввиду весьма малой величины P_{Π} можно не учитывать.

Расчетный коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{70\,000}{1,3 \cdot 4\,500 + 276} = 11,4.$$

Допускаемое значение $[n]$ должно быть не менее 8, т. е. условие $n \geq [n]$ удовлетворено.

ГЛАВА 12

ОСИ И ВАЛЫ

Диаметры осей и валов, определяемые из расчетов на прочность и жесткость, следует при отсутствии особых указаний округлять по ряду Ra 40 ГОСТ 6636—69. В пределах 15—125 мм стандартными являются следующие диаметры: 15; 16; 17; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125;

Значения масштабного фактора и эффективных коэффициентов концентрации напряжений приведены в табл. П38—П43.

12.1¹. Определить диаметр d оси рычага по данным, приведенным на рис. 12.1. Усилие рабочего $P = 200$ Н.

Допускаемое напряжение для оси, выполненной из стали Ст4, $[\sigma] = 80$ Н/мм².

Ответ. $d = 30$ мм.

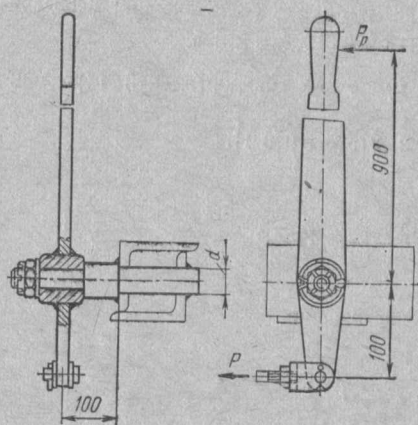


Рис. 12.1

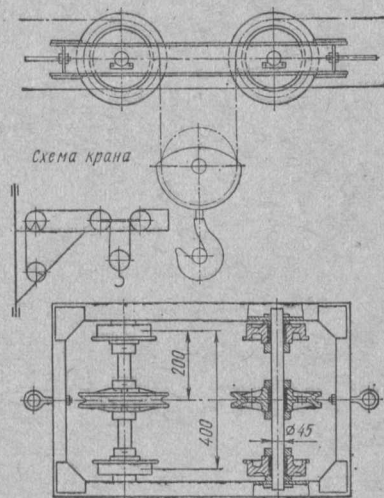


Рис. 12.2

12.2. Определить наибольшее напряжение изгиба в опасном поперечном сечении оси тележки консольного поворотного крана (рис. 12.2). Грузоподъемность крана $Q = 10$ кН. Выбрать мате-

¹ Задачи 12.1—12.3 составил В. А. Киселев.

риал оси, принимая (условно), что действующая на нее нагрузка изменяется по пульсирующему циклу².

Ответ. $\sigma_{\max} = 79 \text{ Н/мм}^2$.

12.3. Определить наибольшие напряжения изгиба в опасном поперечном сечении оси натяжного ролика (рис. 12.3). Натяже-

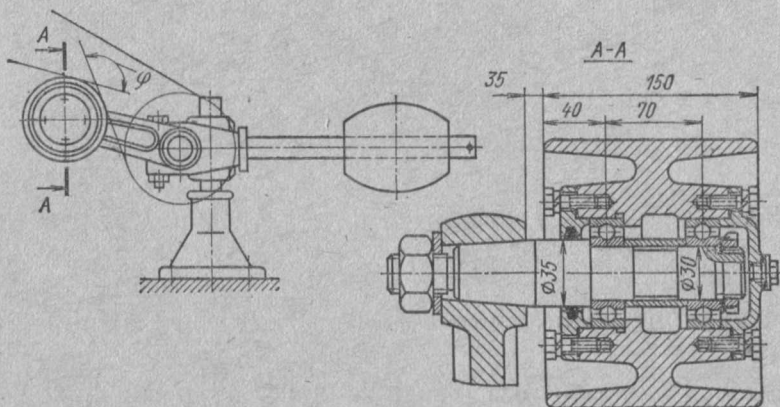


Рис. 12.3

ние ведомой ветви ремня $S_2 = 1,0 \text{ кН}$, угол обхвата шкива натяжного ролика $\varphi = 120^\circ$.

Ответ. $25,7 \text{ Н/мм}^2$.

12.4. Вращающаяся ось (рис. 12.4) нагружена силой $P = 25 \text{ кН}$. Наибольший диаметр оси $d = 140 \text{ мм}$. Построить теоретическую

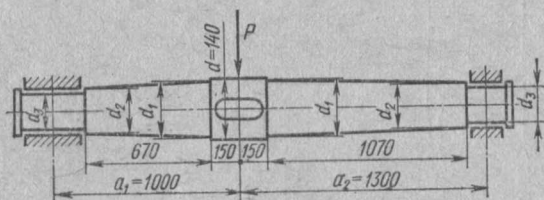


Рис. 12.4

форму оси в виде бруса равного сопротивления изгибу и определить диаметры d_1 , d_2 и d_3 . Определить величину наибольших нормальных напряжений в сечении, где приложена сила P , и выбрать материал оси.

² В связи с тем, что нагрузка на ось при работе не остается постоянной по величине, а истинный характер нагружения весьма сложен, в запас прочности принимается наиболее опасный случай знакопостоянного асимметричного цикла — пульсирующий (отнулевой).

12.5. Построить теоретическую форму (в виде бруса равного сопротивления изгибу) консольно нагруженной оси по данным, приведенным на рис. 12.5. Материал оси — сталь 45 нормализованная.

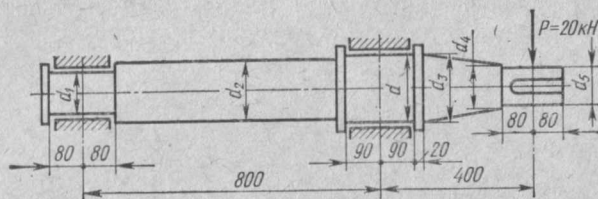


Рис. 12.5

Определить диаметры d , d_1 , d_2 , d_3 , d_4 и d_5 и дать чертеж оси в соответствии с конструкцией, представленной на рис. 12.5.

Указание. Учесть, что ось вращающаяся. Диаметры d_1 и d_5 принять не менее 60 мм.

12.6. Рассчитать ось барабана (рис. 12.6) электрической лебедки. Максимальное натяжение каната $Q = 20$ кН, окружное

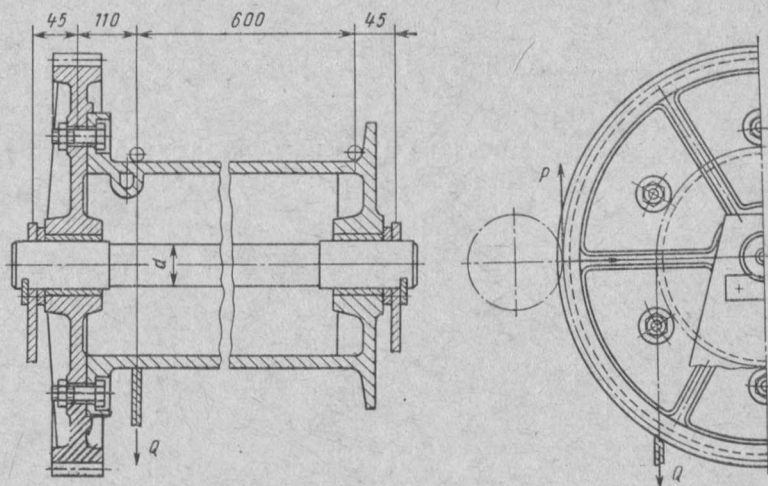


Рис. 12.6

усилие на зубчатом колесе $P = 11,7$ кН, радиальное $T = 4,25$ кН. Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]$ для оси из стали Ст4 принять равным 80 Н/мм². Остальные данные указаны на чертеже.

Указание. Расчет следует вести для двух крайних положений каната.

Ответ. $d = 50$ мм. Окончательно размеры оси следует установить после проверки опор барабана по среднему давлению.

12.7¹. На рис. 12.7 показан барабан грузоподъемного крана, а на рис. 12.8 — ось барабана. По данным, приведенным на чертеже, определить коэффициенты запаса прочности для сечений I—I, II—II, III—III и IV—IV оси. Материал оси — сталь 50Г2

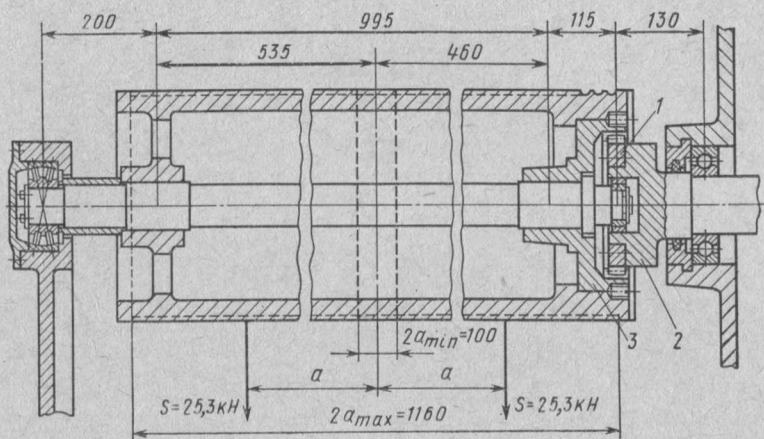


Рис. 12.7

нормализованная. Передача момента на барабан осуществляется посредством зубчатого венца 1, закрепленного на фланце 2 выходного вала редуктора; венец 1 сцепляется с внутренним зубчатым венцом 3 барабана.

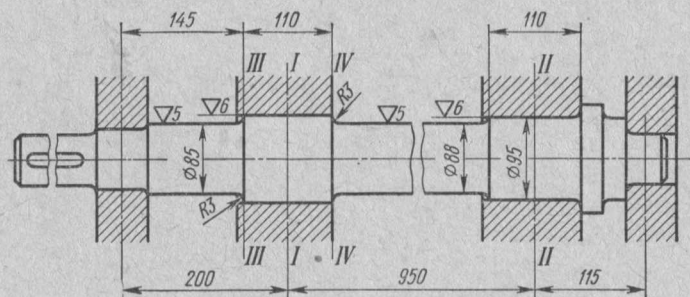


Рис. 12.8

12.8². Определить коэффициенты запаса прочности для сечений I—I и II—II (рис. 12.9) оси ведомого колеса мостового крана, $P = 100$ кН. Материал оси — сталь 50 нормализованная.

^{1,2} Данные для задачи заимствованы из работы [13].

12.9. На рис. 12.10 показан узел ходовых колес консольного крана. Пренебрегая усилиями, действующими в зубчатом зацеплении, определить диаметр оси. Материал оси — сталь Ст5. Нагрузка на колесо крана $P = 55 \text{ кН}$.

Указание. В запас прочности принять, что нагрузка изменяется по пульсирующему циклу. Учесть концентрацию напряжений, вызванную поперечным отверстием в оси.

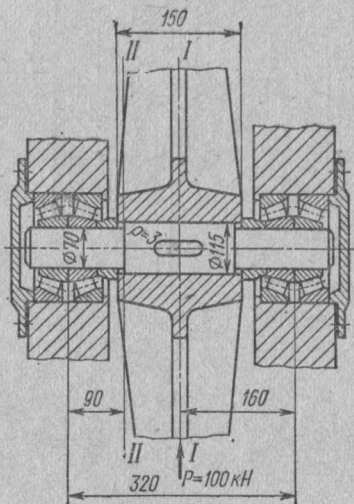


Рис. 12.9

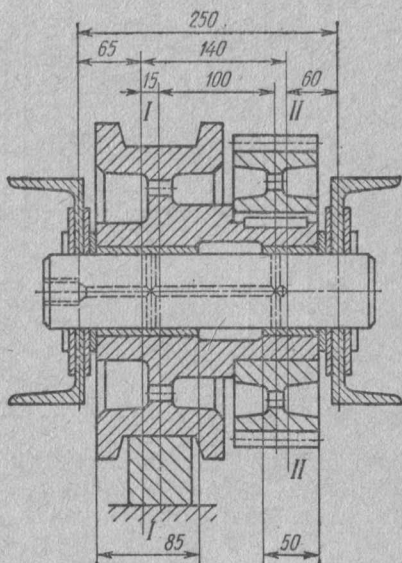


Рис. 12.10

12.10. Определить диаметр стальной оси, изображенной на рис. 12.4, из следующего условия: прогиб в сечении, где приложена сила P , не должен превышать 0,001 расстояния между опорами. Диаметр оси по всей длине постоянный. $P = 25 \text{ кН}$.

Ответ. 130 мм.

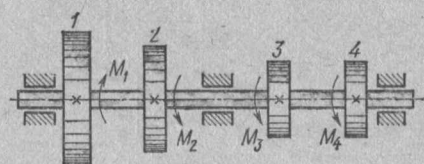


Рис. 12.11

12.11. К шкиву 1 (рис. 12.11) трансмиссионного вала подводится от двигателя мощность $N_1 = 90 \text{ кВт}$. Шкивы 2, 3 и 4 передают рабочим машинам соответственно мощности $N_2 = 37 \text{ кВт}$,

$N_3 = 30 \text{ кВт}$, $N_4 = 23 \text{ кВт}$. Частота вращения вала $n = 260 \text{ об/мин}$. Построить эпюру крутящих моментов и определить диаметр вала из расчетов на прочность и жесткость при кручении, если допускаемое напряжение $[\tau]_k = 30 \text{ Н/мм}^2$, а допускаемый угол закручивания $[\varphi_0] = 7,0 \cdot 10^{-3} \text{ рад/м}$. Диаметр вала принять по всей

длине постоянным. Указать наиболее рациональную последовательность расположения шкивов на валу, при которой требуемый диаметр вала будет наименьшим. Построить для этого случая эпюру крутящих моментов и определить диаметр вала из расчетов на прочность и жесткость при кручении.

Ответ. $d=90$ мм при расположении шкивов, указанном на рис. 12.11; $d=80$ мм при наиболее рациональном расположении шкивов.

12.12. Вал 1 (рис. 12.12) получает от двигателя через шкив А мощность $N_1=185$ кВт; 40% этой мощности передается через муфту Б валу 2 и далее посредством ременной передачи валу 4. Остальная мощность передается через ременную передачу

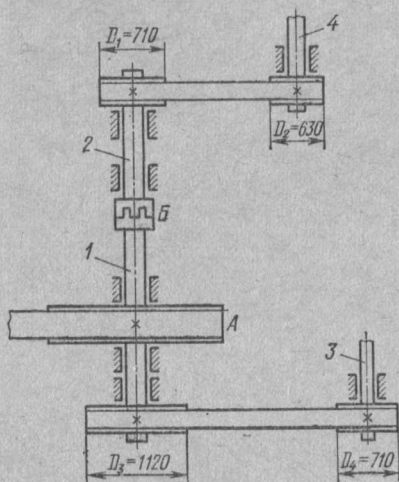


Рис. 12.12

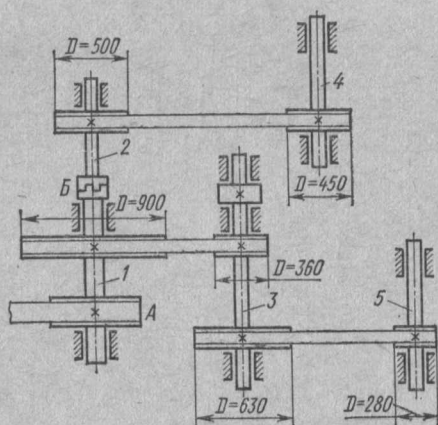


Рис. 12.13

валу 3. Частота вращения вала 1 $n_1=300$ об/мин. Определить из расчета на кручение диаметры валов 1, 2, 3 и 4, принимая $[\tau]_k=40$ Н/мм².

Определенные по расчету диаметры валов округлить до ближайших четных или оканчивающихся на пять чисел (в миллиметрах). Потери в передачах и скольжение ремней не учитывать.

Ответ. $d_1=78$ мм; $d_2=68$ мм; $d_3=68$ мм; $d_4=65$ мм.

12.13. Определить из расчета на кручение, пренебрегая изгибом, диаметры валов 1, 2, 3, 4 и 5 (рис. 12.13), изготовленных из стали Ст4. Вал 1 получает от двигателя через шкив А мощность $N_1=100$ кВт, передает через муфту Б и ременную передачу валу 4 мощность $N_4=30$ кВт и валу 3 — $N_3=70$ кВт. От вала 3 передается валу 5 $N_5=37$ кВт. Частота вращения вала $n_1=250$ об/мин. Потерями мощности в подшипниках и в ременных передачах при расчете пренебречь, скольжение ремней не учитывать.

12.14. Горизонтальный вал *1* (рис. 12.14) получает от двигателя через шкив мощность $N_1 = 340$ кВт. Через конические зубчатые передачи 30% этой мощности передается валу *2* и 25% — валу *3*. Частота вращения вала *1* $n_1 = 500$ об/мин.

Требуется: 1) построить эпюру крутящих моментов для вала *1*; 2) определить диаметры участков I, II и III вала *1* и валов *2* и *3*, пренебрегая их изгибом и принимая допускаемое напряжение $[\tau]_k = 40$ Н/мм².

Потерями в подшипниках и в зубчатых передачах пренебречь. Полученные по расчету величины диаметров округлить до ближайших стандартных по ряду *Ra* 40, ГОСТ 6636—69.

Ответ. $d_1 = 95$ мм; $d_{II} = 85$ мм; $d_{III} = 80$ мм; $d_2 = 60$ мм; $d_3 = 45$ мм.

12.15. Быстроходный вал (рис. 12.15) редуктора передает мощность $N = 844$ кВт при $\omega = 73$ рад/с.

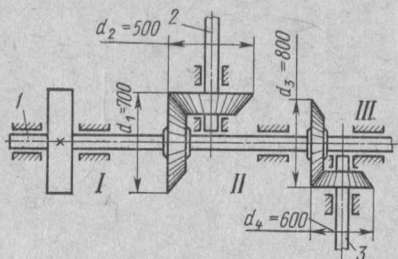


Рис. 12.14

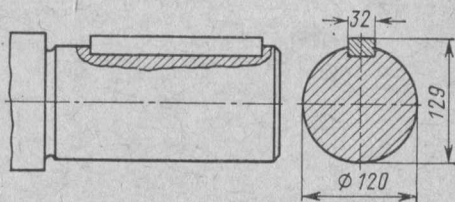


Рис. 12.15

Определить наибольшие касательные напряжения, возникающие в поперечном сечении вала; расчет выполнить по моменту сопротивления сечения нетто.

Ответ. ~ 35 Н/мм².

12.16. На валу (рис. 12.16) насажены четыре шкива. Шкив I получает от двигателя мощность $N_1 = 55$ кВт. Шкивы II, III и IV передают рабочим машинам мощности соответственно $N_{II} = 26$ кВт; $N_{III} = 18$ кВт и $N_{IV} = 11$ кВт; угловая скорость вала $\omega = 44$ рад/с. Диаметры шкивов: $D_I = 500$ мм, $D_{II} = 450$ мм, $D_{III} = 320$ мм и $D_{IV} = 600$ мм. Натяжение ведущей ветви ремня на всех шкивах вдвое больше натяжения ведомой ($S'_1 = 2S'_2$; $S'_1 = 2S'_2$ и т. д.). Принимая приближенно, что ветви всех ремней направлены параллельно, определить диаметр вала в опасном сечении из расчета на совместное действие изгиба и кручения. Вес шкивов не учитывать. При расчете использовать гипотезу энергии формоизменения; $[\sigma] = 50$ Н/мм².

Ответ. ~ 85 мм.

12.17. По данным предыдущей задачи определить прогиб вала в сечении под серединой шкива D_I (см. рис. 12.16), если диаметр вала по всей длине постоянен ($d = 85$ мм). Обеспечена ли при данном значении диаметра жесткость вала на изгиб, если про-

гиб в указанном сечении не должен превышать 0,001 расстояния l между опорами? Достаточна ли жесткость вала на кручение, если допускаемый угол закручивания $[\varphi_0] = 5,0 \cdot 10^{-3}$ рад/м. Принять $E = 2,0 \cdot 10^5$ Н/мм²; $G = 8,0 \cdot 10^4$ Н/мм².

Ответ. $\frac{f}{l} = \frac{1}{1260}$; $\varphi_0 \approx 1,61 \cdot 10^{-3}$ рад/м.

12.18. Горизонтальный вал 1 получает от двигателя через ременную передачу мощность $N_1 = 66$ кВт при $n = 600$ об/мин; 40% получаемой мощности передается через коническую зубчатую передачу валу 2 (рис. 12.17). Остальная мощность передается через муфту валу 3. Определить из ориентировочного расчета на чистое кручение диаметры валов 2 и 3 и из расчета на совместное действие изгиба и

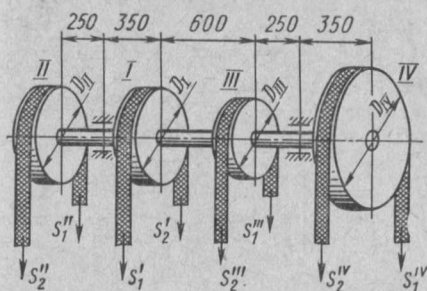


Рис. 12.16

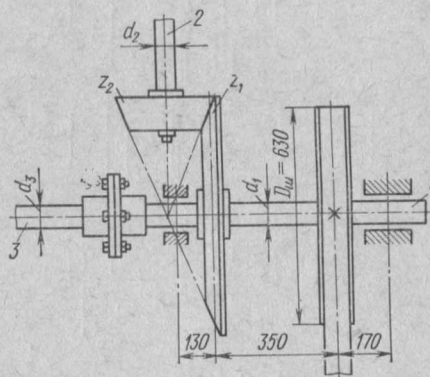


Рис. 12.17

кручения диаметр вала 1. Материал всех валов — сталь Ст5. Конические зубчатые колеса имеют числа зубьев $z_1 = 52$, $z_2 = 25$, максимальный модуль $m = 12$ мм и длину зубьев $b = 90$ мм. Ветви ременной передачи считать направленными горизонтально и параллельно друг другу; усилие в ведущей ветви вдвое больше, чем в ведомой ($S_1 = 2S_2$).

12.19. На рис. 12.18 изображен выходной вал редуктора с насаженным цилиндрическим прямозубым колесом. Вал передает мощность $N = 46$ кВт при $\omega = 15$ рад/с. Вал изготовлен из стали 45 нормализованной. Определить коэффициент запаса прочности вала для сечения под серединой колеса, учитывая концентрацию напряжений от шпоночной канавки. Принять, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения — по пульсирующему. Сечение шпонки выбрать самостоятельно.

Ответ. $\sim 4,4$.

12.20. По данным предыдущей задачи приближенно проверить, достаточна ли жесткость вала, если прогиб под серединой колеса не должен превышать 0,01 m (где m — модуль зацепления).

При определении прогиба приближенно принять, что диаметр вала на участке между подшипниками равен 85 мм; $E = 2,0 \times 10^5 \text{ Н/мм}^2$.

12.21. На рис. 12.19 показан выходной вал цилиндрического косозубого редуктора. Вал передает мощность 112 кВт при $n = 595 \text{ об/мин}$. Зубчатое колесо имеет следующие параметры: $z = 68$; $m_n = 5 \text{ мм}$; $\beta = 12^\circ 15'$. Вал изготовлен из стали 40 нормализованной. Определить коэффициенты запаса прочности вала для сечений А—А, В—В и В—В. Сечения шпонок выбрать самостоятельно.

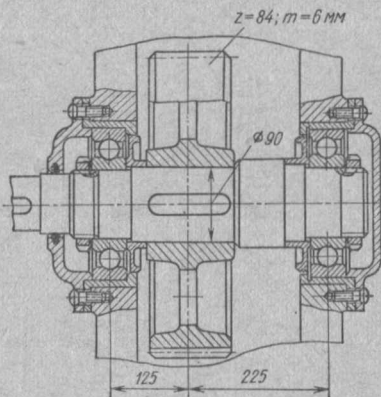


Рис. 12.18

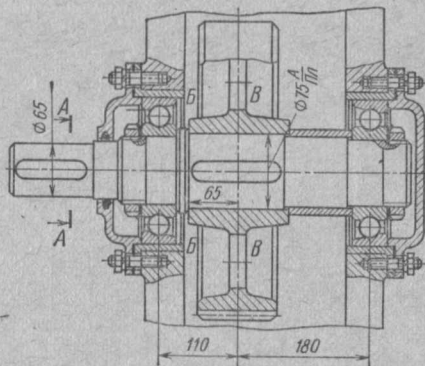


Рис. 12.19

Указание. Принять, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения — по пульсирующему. При определении коэффициента запаса прочности для сечения А—А принять, что соответствующая часть вала работает только на кручение. При определении коэффициента запаса прочности для сечения В—В учесть концентрацию напряжений от посадки колеса на вал (легкопрессовая посадка).

Положение точек приложения реакций подшипников определить по данным гл. 13; подшипники легкой серии типа 36000.

12.22. На рис. 12.20 изображен вал с конической шестерней, передающий мощность 35 кВт при $n = 940 \text{ об/мин}$. Определить, пользуясь гипотезой наибольших касательных напряжений, номинальное значение эквивалентных (приведенных) напряжений для сечения вала под серединой правого подшипника. Передаточное число конической пары $i = 2$. Параметры конической шестерни: число зубьев $z = 20$; максимальный модуль $m = 6 \text{ мм}$; длина зубьев $b = 50 \text{ мм}$.

Ответ. $\sigma_{\text{эIII}} \approx 30 \text{ Н/мм}^2$.

Указание. Смещение реакций подшипников от их середин условно не учитывать.

Ответ. $\sigma_{\text{эIII}} \approx 30 \text{ Н/мм}^2$.

12.23. По данным предыдущей задачи определить коэффициенты запаса прочности вала в сечении $A-A$ (принять, что в этом сечении вал работает только на кручение) и в сечении под серединой правого подшипника. Материал вала — сталь 35 нормализованная.

Указание. Сечение шпонки выбрать самостоятельно. Принять, что нормальные напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения кручения — по пульсирующему. При определении коэффициента запаса прочности для сечения под серединой подшипника учесть концентрацию напряжений от напрессовки.

12.24. По данным задачи 12.22. определить прогиб под серединой конической шестерни, принимая диаметр вала равным 60 мм.

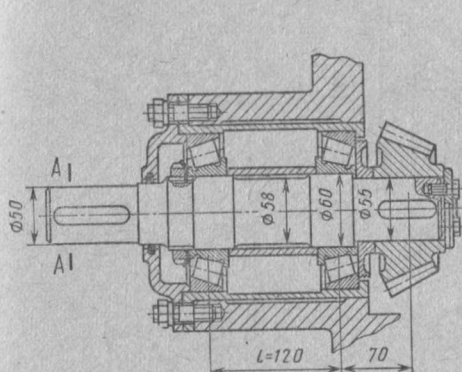


Рис. 12.20

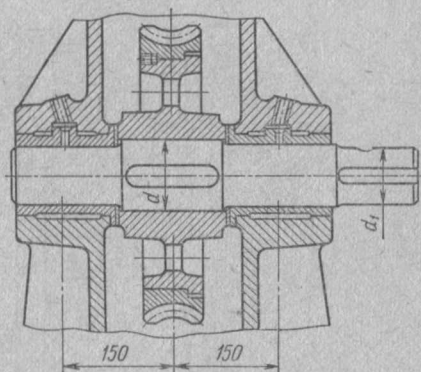


Рис. 12.21

Исследовать зависимость указанного прогиба от расстояния l между серединами подшипников при изменении l от 60 до 210 мм [$l = (1 \div 3,5) d$]. Построить график, иллюстрирующий указанную зависимость.

12.25. На рис. 12.21 изображен вал червячного колеса, передающий мощность $N = 16$ кВт при $\omega = 4,1$ рад/с. Определить диаметр вала d под серединой колеса и диаметр выходного конца вала d_1 . Принять, что выходной конец вала работает только на кручение и $[\tau]_k = 30$ Н/мм². Диаметр d определить из расчета на изгиб с кручением, приняв $[\sigma] = 50$ Н/мм² и применив гипотезу наибольших касательных напряжений. Число зубьев колеса $z_2 = 70$; модуль зацепления $m = 9$ мм; число заходов червяка $z_1 = 3$, диаметр делительного цилиндра червяка $d_{a1} = 72$ мм; к. п. д. червячного зацепления $\eta = 0,82$.

12.26. На рис. 12.22 дан вид сверху промежуточного вала комбинированного червячно-зубчатого редуктора. Червячное колесо 1 получает мощность $N_1 = 2,8$ кВт при $\omega = 7,2$ рад/с; 40% этой мощности передается шестерней 2 ведомому валу редуктора и 60% шестерней 3 второму ведомому валу. Число зубьев колеса $z_2 = 41$; модуль зацепления $m_s = 6$ мм; число заходов червяка $z_1 = 2$; червяк правый; угол зацепления $\alpha = 20^\circ$;

угол подъема винтовой линии $\gamma = 12^\circ 13' 44''$; коэффициент трения в червячном зацеплении $f = 0,05$. Требуется: а) определить усилия, действующие в червячном и зубчатом зацеплениях; б) принимая, что червяк расположен под колесом (ось червяка перпендикулярна оси рассматриваемого вала), изобразить расчетную схему нагружения вала. Направлением вращения червяка задаться. Учесть смещение точек приложения реакций подшипников 36307 от их середин.

12.27. По данным предыдущей задачи построить для вала эпюру крутящих моментов и эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Определить, пользуясь

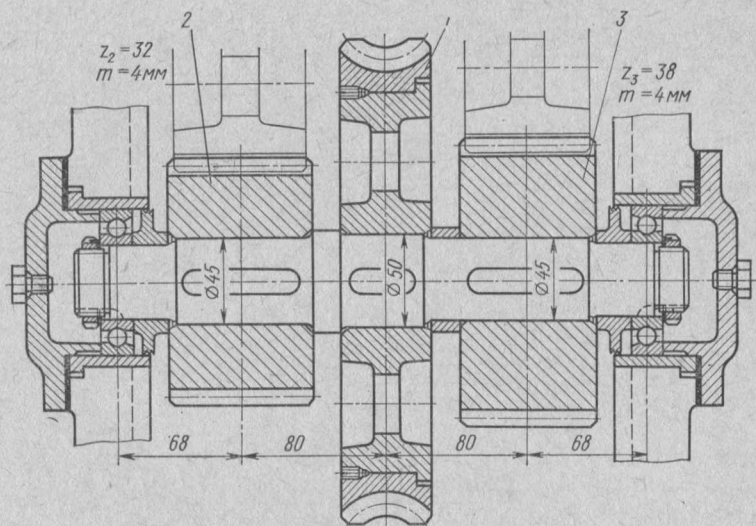


Рис. 12.22

гипотезой энергии формоизменения, эквивалентные (приведенные) напряжения для сечений под серединами шестерен 2 и 3 и для сечения под серединой колеса 1.

12.28. При каком направлении вращения червяка в поперечных сечениях левой части вала, изображенного на рис. 12.22 (вид сверху), возникают продольные силы? Червяк имеет правую резьбу, расположен под колесом, и его продольная ось перпендикулярна оси рассматриваемого вала.

12.29. Вал (рис. 12.23, а) получает через ременную передачу мощность $N = 30$ кВт при $\omega = 33$ рад/с. На рис. 12.23, б показана расчетная схема вала. Требуется: а) определить величины сил и моментов, указанных на рис. 12.23, б; б) построить эпюры крутящих и изгибающих моментов; в) определить диаметр d вала, условно считая его по всей длине постоянным, пользуясь гипотезой наибольших касательных напряжений и принимая $[\sigma] =$

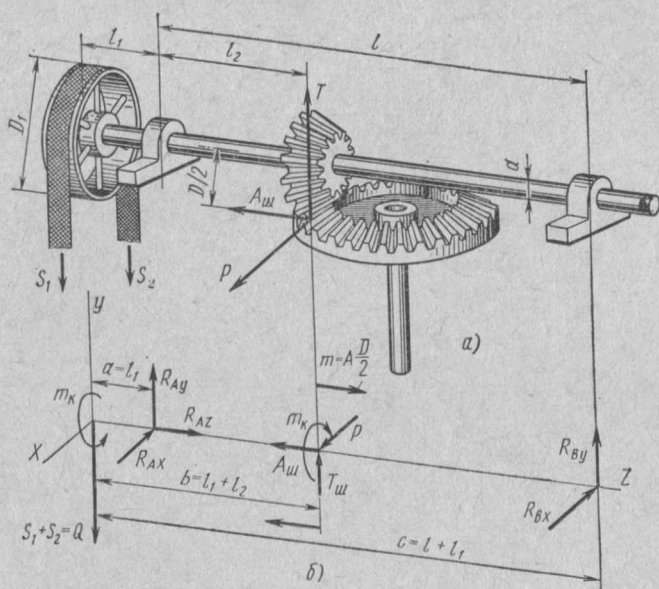


Рис. 12.23

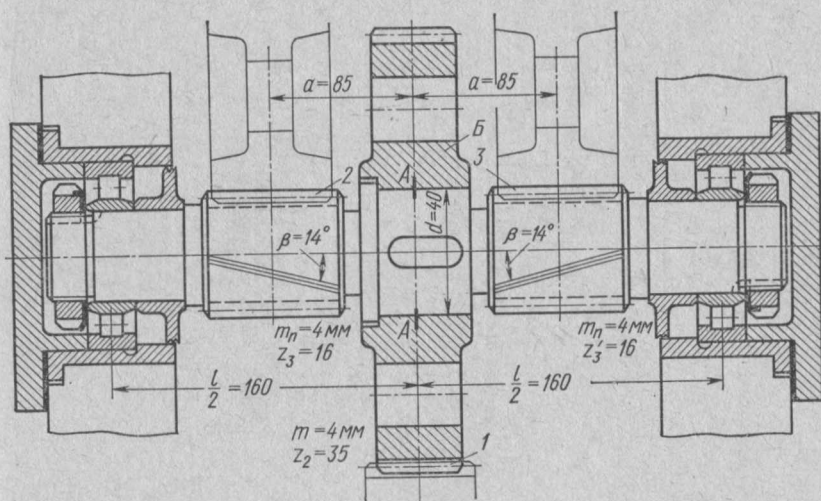


Рис. 12.24

$= 60 \text{ Н/мм}^2$. Диаметр шкива ременной передачи $D_1 = 630 \text{ мм}$. Усилие в ведущей ветви ремня вдвое больше, чем в ведомой ($S_1 = 2S_2$).

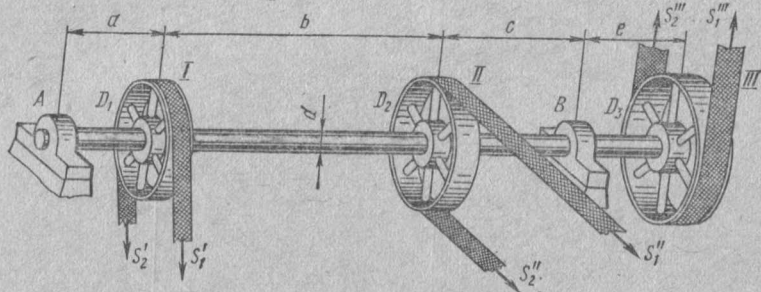


Рис. 12.25

Число зубьев конической шестерни $z_1 = 18$, конического колеса $z_2 = 34$. Средний модуль зацепления конических колес $m_{cp} = 9,2 \text{ мм}$; $l_1 = 180 \text{ мм}$; $l_2 = 350 \text{ мм}$; $l = 950 \text{ мм}$.

Ответ. $d \approx 82 \text{ мм}$.

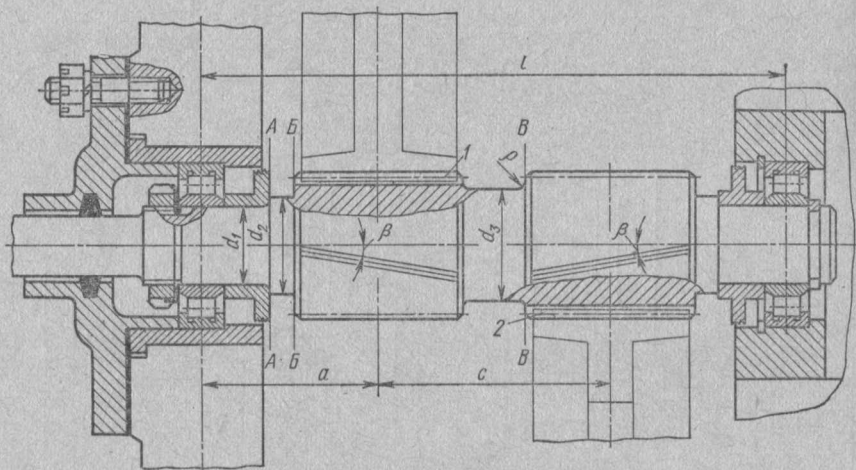


Рис. 12.26

12.30. Промежуточный вал (рис. 12.24) цилиндрического редуктора, частота вращения которого $n = 360 \text{ об/мин}$, получает через зубчатое зацепление 1 от ведущего вала мощность $N = 19 \text{ кВт}$. Эта мощность передается через зубчатые зацепления 2 и 3 ведомому валу.

Зубчатое зацепление 1 прямозубое. Требуется: 1) определить усилия, возникающие в зубчатых зацеплениях; 2) составить расчетную схему вала и построить эпюры крутящего момента и изги-

бающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях; 3) определить коэффициент запаса прочности для сечения $A-A$ вала, учитывая концентрацию напряжений от шпоночной канавки (размеры сечения шпонки выбрать самостоятельно) и принимая, что нормальные напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения кручения — по пульсирующему; 4) составить эскиз одного из подшипниковых узлов для случая замены показанных на чертеже подшипников шариковыми радиальными.

Таблица данных к задаче 12.31 *

Вариант	N_2	N_1	n , об/мин	D_1	D_2	D_3	a	b	c	e	β°	$[\sigma]$, Н/мм ²
	кВт		мм									
1	32	17	210	450	560	630	180	500	250	200	20	40
2	48	28	410	400	500	560	140	400	200	210	40	55
3	56	31	340	450	630	630	200	580	280	200	60	60
4	27	15	230	500	710	800	250	700	350	240	90	60
5	36	20	280	400	560	560	160	450	220	180	45	65
6	64	35	450	400	800	1000	200	600	270	180	30	50
7	22	12	250	320	500	630	180	520	260	220	180	45
8	19	10	200	360	500	630	200	550	300	240	270	40
9	35	16	310	400	500	500	230	490	280	220	30	40
10	45	21	320	400	450	450	240	510	290	240	40	45
11	55	26	350	500	450	560	210	450	250	220	50	50
12	65	30	400	560	710	450	250	530	300	260	60	55
13	75	34	440	800	710	630	280	600	320	280	70	60
14	25	11	175	360	320	500	180	410	210	190	80	65
15	38	17	215	360	450	400	220	470	250	230	90	70
16	48	20	275	630	630	560	200	510	230	200	120	65
17	57	27	365	630	500	560	240	610	270	250	140	60
18	66	30	415	710	630	800	260	540	280	250	150	55
19	72	32	505	610	800	710	270	560	290	250	180	50
20	18	7	185	320	360	400	160	360	180	170	210	50
21	26	12	190	360	400	400	200	410	240	210	240	45
22	34	16	210	400	450	450	250	530	270	230	270	45
23	42	23	320	450	450	500	240	560	260	220	15	40
24	51	26	360	500	500	630	270	570	290	250	35	40
25	63	32	400	630	500	710	260	520	300	250	45	55
26	74	39	415	800	800	710	260	536	310	270	65	65
27	82	44	420	710	500	630	280	600	330	270	90	75
28	17	9	220	360	360	500	190	400	220	180	110	60
29	37	20	240	360	360	630	200	430	240	210	25	70
30	46	25	260	500	630	450	220	470	250	250	60	70

12.31**. Вал (рис. 12.25) получает от двигателя через шкив II мощность N_2 , передаваемую далее со шкивов I и III посредством ременных передач рабочим машинам. Ветви ремня, охватывающего шкив II, направлены горизонтально, шкив III — вертикально. Ветви ремня на шкиве I составляют с вертикалью угол β

(приближенно можно считать, что на всех шкивах ведущая и ведомая ветви ремня параллельны). Необходимые для расчета данные приведены в таблице. Требуется определить: 1) вращающие моменты и окружные усилия на каждом из шкивов; 2) натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня, если ведущая ветвь натянута вдвое сильнее ведомой ($S'_1 = 2S'_2$ и т. д.); 3) диаметр d вала (считая его постоянным) из расчета на прочность по гипотезе энергии изменения формы; 4) прогибы вала в сечениях под серединой каждого из шкивов. Построить эпюру крутящих моментов и эпюры изгибающих моментов в вертикальной и в горизонтальной плоскостях.

Таблица данных к задаче 12.32 **

Вариант	N, кВт	ω , рад/с	$z_{ш}$	β	m_n	d_1	d_2	d_3	a	c	l	Материал вала — сталь
					мм							
1	11,3	74	18	10°	3	35	40	45	60	75	195	50
2	18,2	75	16	11°30'	4	45	50	52	80	100	260	50
3	51,0	99	17	12°10'	5	50	60	70	95	115	305	50Г2
4	19,3	98	20	12°30'	3	40	48	52	60	80	200	45
5	45,4	98	20	10°40'	4	50	60	68	75	95	245	50Г2
6	7,2	147	22	12°20'	2	25	30	35	50	55	155	45
7	86,0	146	24	13°15'	5	90	98	100	100	130	320	40ХН
8	4,4	75	24	11°40'	2	30	35	40	55	55	165	50
9	22,5	52	30	9°25'	2	40	50	50	55	75	185	40Х
10	31,8	78	32	9°25'	2	40	48	48	50	70	170	40Х
11	39,5	103	32	9°25'	2	40	48	48	50	75	175	40Х
12	57,8	156	30	9°25'	2	45	55	50	55	70	180	40Х
13	42,3	53	24	9°35'	4	70	78	80	95	115	305	40Х
14	60,8	79	25	9°25'	4	75	85	88	100	120	320	40Х
15	87,2	104	24	9°25'	4	70	80	82	100	110	310	40Х
16	99,0	151	26	9°25'	4	75	85	85	95	110	300	40Х
17	4,6	78	32	18°07'	1,5	30	38	40	45	50	140	Ст6
18	6,1	103	34	18°20'	1,5	30	40	40	50	55	155	Ст6
19	9,1	156	35	16°40'	1,5	30	38	40	50	55	155	Ст6
20	15,0	77	40	15°30'	2	40	50	65	70	85	225	50
21	20,0	100	42	16°20'	2	40	50	60	70	80	220	Ст6
22	30,0	150	40	17°30'	2	40	50	60	70	90	230	40Х
23	5,6	64	26	19°20'	2	30	42	40	45	55	145	45
24	79,0	104	34	20°0'	2,5	50	60	62	65	75	205	40ХН
25	115	150	36	21°30'	2,5	55	68	80	70	75	215	40Х
26	85,0	54	30	22°0'	4	85	95	105	90	110	290	50Г2
27	121	78	32	14°20'	4	85	98	105	90	115	295	50
28	27,5	75	36	13°30'	2,5	55	70	75	80	90	250	Ст6
29	68	100	30	14°40'	3	65	75	80	100	105	305	45
30	90	76	28	16°30'	4	70	85	90	100	130	330	40Х

12.32**. На рис. 12.26 изображен вид сверху входного (быстроходного) вала цилиндрического двухпоточного редуктора с косозубыми колесами. Вал получает от двигателя мощность N при угловой скорости ω и передает по 50% этой мощности на ведомый вал.

мые валы через зубчатые зацепления 1 и 2. Требуется: 1) определить момент, передаваемый валом, и усилия, возникающие в зубчатых зацеплениях; 2) составить расчетную схему вала, построить эпюру крутящих моментов и эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях; 3) определить коэффициенты запаса прочности вала для сечений $A-A$, $B-B$ и $V-V$, принимая, что нормальные напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения кручения — по пульсирующему.

Основные данные для расчета взять из таблицы в соответствии с заданным вариантом, недостающими данными задаться самостоятельно.

Указание. Радиусы галтелей во всех рассматриваемых сечениях принимать равными $0,05 d$, где d — меньший из диаметров вала, сопрягаемых галтелью.

ГЛАВА 13

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

Краткие сведения о методике подбора подшипников качения

Подшипники, работающие при частоте вращения кольца $n \leq 1$ об/мин, подбирают по *статической грузоподъемности*. Подшипник выбирают так, чтобы его приведенная нагрузка, определяемая как большая из величин

$$Q = X_0 R + Y_0 A; \quad (13.1)$$

$$Q = R, \quad (13.1a)$$

не превышала допускаемой статической грузоподъемности C_0 [см. табл. П48—53], т. е.

$$Q \leq C_0; \quad (13.2)$$

X_0 и Y_0 — коэффициенты соответственно радиальной R и осевой A нагрузок [см. приложения].

При частоте вращения кольца подшипника $n > 1$ об/мин его выбирают по *динамической грузоподъемности* по условию

$$C_{тр} \leq C, \quad (13.3)$$

где $C_{тр}$ — требуемая величина динамической грузоподъемности;

C — динамическая грузоподъемность выбранного подшипника, указанная в таблицах каталога.

Динамическая грузоподъемность для радиальных и радиально-упорных подшипников представляет собой такую постоянную радиальную нагрузку, которую группа идентичных подшипников с неподвижным наружным кольцом сможет выдержать до возникновения усталостного разрушения рабочих поверхностей в течение одного миллиона оборотов внутреннего кольца.

Требуемую величину динамической грузоподъемности определяют по одной из следующих формул:

$$C_{тр} = QL^{1/\alpha}; \quad (13.4)$$

$$C_{тр} = Q \left(\frac{60nL_h}{10^6} \right)^{1/\alpha}; \quad (13.5)$$

здесь L — желаемая или требуемая долговечность подшипника в миллионах оборотов вращающегося кольца;

L_h — то же, в ч;

α — величина, зависящая от формы кривой контактной усталости (для шариковых подшипников $\alpha = 3$ и для роликовых $\alpha = 10/3$);

n — частота вращения кольца подшипника, об/мин;

Q — приведенная нагрузка подшипника, т. е. такая условная постоянная радиальная нагрузка (для радиальных и радиально-упорных подшипников), которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник будет иметь в действительных условиях нагружения и вращения. Для упорных подшипников определение приведенной нагрузки аналогично, но под приведенной понимают постоянную осевую нагрузку.

В тех случаях, когда требуется определить теоретическую (расчетную) долговечность выбранного по каталогу подшипника, пользуются формулами

$$L = \left(\frac{C}{Q} \right)^a; \quad (13.6)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{Q} \right)^a. \quad (13.7)$$

Приведенную нагрузку определяют по одной из следующих формул.

Для радиальных подшипников, которые могут воспринимать постоянно действующие осевые нагрузки, и для радиально-упорных подшипников

$$Q = (XK_K R + YA) K_6 K_T. \quad (13.8)$$

Для подшипников с короткими цилиндрическими роликами и для игольчатых подшипников

$$Q = RK_K K_6 K_T. \quad (13.9)$$

Для упорных подшипников

$$Q = AK_6 K_T. \quad (13.10)$$

В формулах (13.8)—(13.10)

R — радиальная нагрузка, действующая на подшипник;

A — то же, осевая;

X — коэффициент радиальной нагрузки;

Y — коэффициент осевой нагрузки;

K_K — коэффициент вращения, принимаемый при вращающемся внутреннем кольце $K_K = 1,0$ и при вращающемся наружном кольце $K_K = 1,2$;

K_6 — коэффициент безопасности, значения которого указаны в табл. 13.1;

K_T — температурный коэффициент (табл. 13.2).

13.1. Значения коэффициента безопасности K_6

Характер нагрузки	K_6	Примеры
Спокойная (без толчков)	1	Ролики ленточных транспортеров
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% от расчетной нагрузки	1—1,2	Прецизионные зубчатые передачи, блоки, легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 150% от расчетной нагрузки	1,3—1,5	Редукторы всех конструкций
То же, в условиях повышенной надежности	1,5—1,8	Центрифуги и сепараторы; энергетическое оборудование
Значительные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 200% от расчетной нагрузки	1,9—2,5	Валки среднесортных прокатных станов; дробилки для руды и камней; ковочные машины; зубчатые передачи 9-й степени точности
С сильными ударами и кратковременными перегрузками, достигающими 300% от расчетной нагрузки	2,5—3,0	Тяжелые ковочные машины; валки крупносортовых прокатных станов, блюмингов и слэбингов; рольганги ножниц и манипуляторов; лесопильные рамы

13.2 Значения температурного коэффициента K_T

Рабочая температура подшипника, °C	До 100	125	150	175	200	225	250	300	350
K_T	1,0	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4	1,6	2,0

Коэффициенты X и Y зависят от отношения осевой нагрузки подшипника к радиальной $\frac{A}{R}$, от величины коэффициента влияния осевого нагружения e , а для некоторых типов подшипников дополнительно от отношения осевой нагрузки подшипника к его статической грузоподъемности $\frac{A}{C_0}$. Соответствующие сведения приведены в каталоге на подшипники качения, выдержки из которого даны в табл. П48—П53.

В радиально-упорных подшипниках под действием на них радиальных нагрузок возникают осевые составляющие реакций, определяемые по формулам: для конических роликовых подшипников

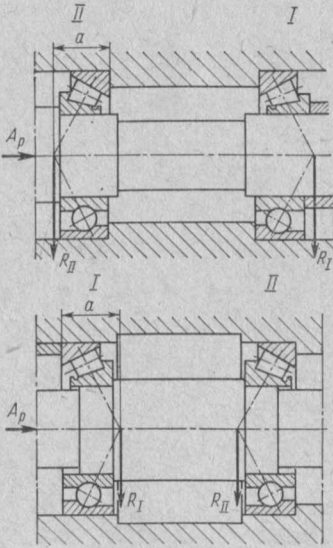
$$S = 0,83eR; \quad (13.11)$$

для шариковых радиально-упорных подшипников

$$S = eR. \quad (13.11a)$$

Для определения суммарных осевых нагрузок, т. е. отражающих влияние внешних осевых сил (A или A_p) и осевых составляющих реакций от радиальных нагрузок S , служит табл. 13.3.

13.3. Определение осевых нагрузок радиально-упорных подшипников

	Условия нагружения	Осевые нагрузки подшипников
	$S_1 \geq S_2$ $A_p \geq 0$ $S_1 < S_2$ $A_p \geq S_2 - S_1$	$A_1 = S_1$ $A_2 = S_1 + A_p$
	$S_1 \leq S_2$ $A_p \leq S_2 - S_1$	$A_1 = S_2 - A_p$ $A_2 = S_2$

При определении радиальных реакций радиально-упорных подшипников следует иметь в виду, что радиальные реакции считают приложенными в точках пересечения нормалей к серединам контактных площадок с осью вала (см. рис. к табл. 13.3). Расстояния a от этих точек до торцов подшипников определяют по формулам:

для однорядных радиально-упорных подшипников

$$a = 0,5 \left(B + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg} \beta \right); \quad (13.12)$$

для двухрядных радиально-упорных подшипников

$$a = 0,5 \left(\frac{3B}{2} + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg} \beta \right); \quad (13.13)$$

для однорядных конических роликоподшипников

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d+D)e}{6}; \quad (13.14)$$

для двухрядных конических роликоподшипников

$$a = \frac{3T}{4} + \frac{(d+D)e}{6}. \quad (13.15)$$

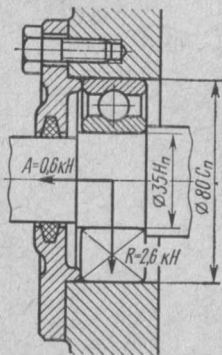


Рис. 13.1

Здесь β — расчетный угол контакта подшипника.

13.1*. Определить теоретическую (расчетную) долговечность однорядного радиального подшипника 307, установленного в узле, показанном на рис. 13.1. Частота вращения вала $n = 730$ об/мин; узел работает с умеренными толчками.

Решение.

1. Для определения приведенной нагрузки следует пользоваться в данном случае формулой (13.8). Предварительно вычисляем отношения осевой нагрузки к радиальной:

$$\frac{A}{R} = \frac{0,6}{2,6} = 0,231$$

и осевой нагрузки к статической грузоподъемности (см. табл. П48)

$$\frac{A}{C_0} = \frac{0,6}{17,6} = 0,034.$$

При этом $e = 0,23$ (см. табл. П48); так как $\frac{A}{R} > e$, то вычисляем величину динамической приведенной нагрузки по формуле

$$Q = (0,56K_k R + YA) K_6 K_T.$$

2. Принимаем $Y = 1,93$ (по табл. П48, пользуясь линейной интерполяцией), $K_k = 1,0$ (вращается внутреннее кольцо); $K_6 = 1,3$ (см. табл. 13.1); $K_T = 1,0$ (при температуре подшипникового узла $t < 100^\circ \text{C}$).

Подставив числовые данные, найдем

$$Q = (0,56 \cdot 2,6 + 1,93 \cdot 0,6) 1,3 = 3,40 \text{ кН}.$$

3. Определяем теоретическую долговечность подшипника по формуле (13.7), подставляя в нее $C = 25,7$ кН (см. табл. П48) и остальные числовые данные:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{Q} \right)^\alpha = \frac{10^6}{60 \cdot 730} \left(\frac{25,7}{3,40} \right)^3 = 9,92 \cdot 10^3 \text{ ч}.$$

13.2*. Ведущий вал двухступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора смонтирован на радиальных шарикоподшипниках

(рис. 13.2). Определить требуемый коэффициент работоспособности подшипников и выбрать их по каталогу.

Мощность, передаваемая шестерней, $N = 11$ кВт; частота вращения вала $n = 1460$ об/мин, угол наклона зубьев $\beta = 8^\circ 06' 34''$; диаметр делительной окружности шестерни $d_d = 80$ мм; коэффи-

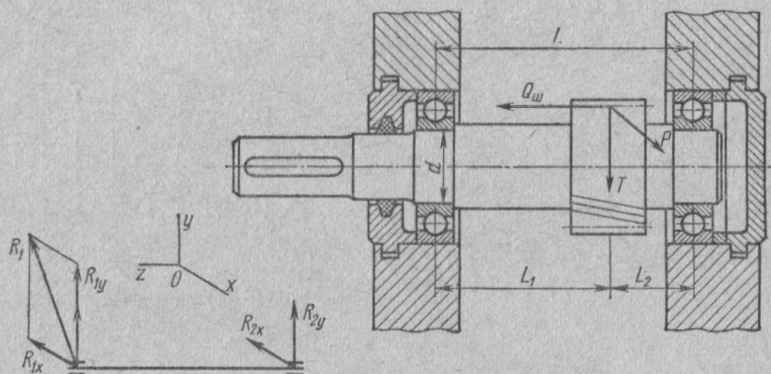


Рис. 13.2

циент динамичности нагрузки $K_0 = 1,5$; срок службы $L_h = 20 \cdot 10^3$ ч; диаметр шейки вала под подшипники $d = 45$ мм; $L_1 = 100$ мм; $L_2 = 50$ мм. Температура узла $t = 105^\circ \text{C}$.

Решение.

Определяем усилия, действующие в зацеплении.

Окружное усилие

$$P = \frac{N2}{\omega d_d} = \frac{11 \cdot 10^3 \cdot 2}{153 \cdot 0,08} = 1800 \text{ Н.}$$

Радиальное усилие

$$T = P \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 1800 \frac{\tan 20^\circ}{\cos 8^\circ 06' 34''} = 662 \text{ Н.}$$

Осевое усилие

$$Q_{\text{ш}} = P \tan \beta = 1800 \tan 8^\circ 06' 34'' = 257 \text{ Н.}$$

Реакции опор:

в плоскости zOx

$$R_{1x} = \frac{PL_2}{L} = \frac{1800 \cdot 50}{150} = 600 \text{ Н;}$$

$$R_{2x} = \frac{PL_1}{L} = \frac{1800 \cdot 100}{150} = 1200 \text{ Н;}$$

в плоскости zOy

$$R_{1y} = \frac{TL_2 + Q_{\text{ш}} \frac{d_d}{2}}{L} = \frac{662 \cdot 50 + 257 \cdot \frac{80}{2}}{150} = 289 \text{ Н;}$$

$$R_{2y} = T - R_{1y} = 662 - 289 = 373 \text{ Н.}$$

Результирующие радиальные реакции:

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{600^2 + 289^2} = 666 \text{ Н};$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{1200^2 + 373^2} = 1258 \text{ Н}.$$

Приведенная нагрузка правого подшипника

$$Q_2 = R_2 K_K K_6 K_T = 1258 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,05 = 1980 \text{ Н},$$

где $K_K = 1,0$; $K_T = 1,05$; $K_6 = 1,5$.

Для определения приведенной нагрузки левого подшипника приходится предварительно задаться типоразмером подшипника. Предположим, что будут установлены подшипники легкой серии, т. е. при заданном диаметре шейки вала подшипники 209. Тогда отношение

$$\frac{A}{C_0} = \frac{Q_m}{C_0} = \frac{257}{17,8 \cdot 10^3} = 0,01445$$

и $e \approx 0,19$ (см. табл. П48).

Вычисляем отношение $\frac{A}{R}$ для выяснения, какой формулой, определяющей приведенную нагрузку, надо пользоваться:

$$\frac{A}{R} = \frac{Q_m}{R_1} = \frac{257}{666} = 0,386 > e;$$

следовательно,

$$Q_1 = (0,56 R_1 + Y A) K_6 K_T.$$

Принимая $Y = 2,30$ (см. табл. П48) и подставляя остальные числовые данные, получаем

$$Q_1 = (0,56 \cdot 666 + 2,30 \cdot 257) 1,5 \cdot 1,05 = 1520 \text{ Н}.$$

При заданном направлении вращения вала более нагружен правый подшипник. Учитывая возможность реверсирования передачи, определим нагрузки на подшипники при изменении направления вращения. При этом осевая нагрузка будет действовать на правый подшипник; на этот же подшипник будет действовать большая радиальная нагрузка в плоскости zOy . Изменение направления силы P приведет лишь к изменению направлений, но не величин сил R_{1x} и R_{2x} :

$$R_{2y} = \frac{TL_1 + Q_m \frac{d_1}{2}}{L} = \frac{662 \cdot 100 + 257 \cdot \frac{80}{2}}{150} = 510 \text{ Н};$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{1200^2 + 510^2} = 1304 \text{ Н}.$$

В этом случае

$$\frac{A}{R} = \frac{Q_m}{R_2} = \frac{257}{1304} = 0,197 > e$$

и

$$Q_2 = (0,56 R_2 + Y A) K_6 K_T = (0,56 \cdot 1304 + 2,30 \cdot 257) 1,5 \cdot 1,05 = 2080 \text{ Н}.$$

Определение Q_1 не представляет интереса, так как совершенно очевидно, что $Q_1 < Q_2$.

Так как типоразмер подшипника уже намечен, то определять требуемую динамическую грузоподъемность не имеет смысла. Вычислим расчетную теорети-

ческую долговечность намеченного подшипника и сравним ее с требуемой. Для подшипника 209 по табл. П48 находим $C = 25,2$ кН, тогда по формуле (13.7)

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{Q} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 1460} \left(\frac{25,2}{2,08} \right)^3 = 20,2 \cdot 10^3 \text{ ч},$$

что совпадает с требуемым значением.

13.3. Направляющий ролик ременной передачи привода токарного станка установлен на двух радиальных однорядных шарикоподшипниках (рис. 13.3).

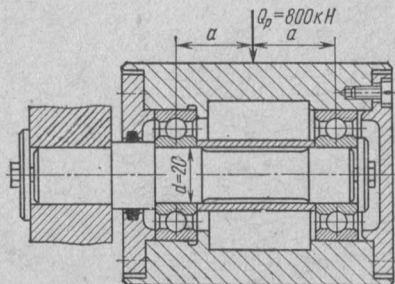


Рис. 13.3

Определить требуемый коэффициент работоспособности подшипников и выбрать их по каталогу, если $n = 1600$ об/мин; передача работает с легкими толчками; вращаются наружные кольца подшипников; желаемая долговечность $L_h = 20\,000$ ч; $t = 80^\circ \text{C}$.

Ответ. $C_{тр} = 7,15$ кН (при $K_k = 1,2$ и $K_\sigma = 1,2$). Шарикоподшипник радиальный однорядный 104, у которого $C = 7,24$ кН.

13.4. Выбрать подшипники качения для промежуточного вала (рис. 13.4) электрической монтажной лебедки. Нагрузки на опоры $R_A = 4,92$ кН, $R_B = 3,92$ кН.

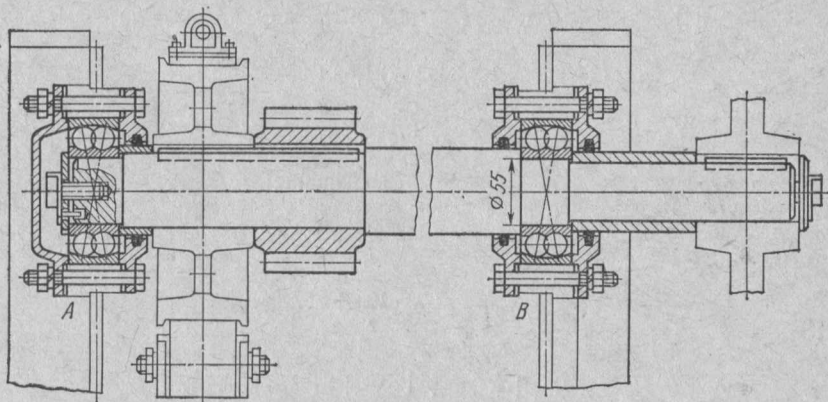


Рис. 13.4

Угловая скорость вала $\omega = 41,8$ рад/с. Коэффициент безопасности $K_\sigma = 1,4$. Срок службы подшипника $L_h = 8000$ ч.

Ответ. $C_{тр} = 39,7$ кН шарикоподшипник радиальный сферический двухрядный 1311, $C = 39,9$ кН.

13.5. Выходной вал цилиндрического редуктора установлен на двух радиальных роликоподшипниках, один из которых имеет упорную плоскую шайбу на внутреннем кольце (рис. 13.5).

Определить $C_{тр}$ и выбрать подшипники, если $N = 14,8$ кВт; $n = 300$ об/мин; диаметр делительной окружности прямозубого колеса $d_d = 245$ мм; коэффициент динамичности $K_6 = 1,5$; желаемая долговечность $L_h = 16\,000$ ч.

Ответ. $C_{тр} = 16,7$ кН; выбираем для правой опоры роликоподшипник 2206; для левой опоры — роликоподшипник 92206, у этих подшипников $C = 17,0$ кН.

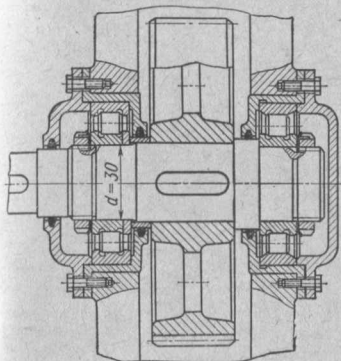


Рис. 13.5

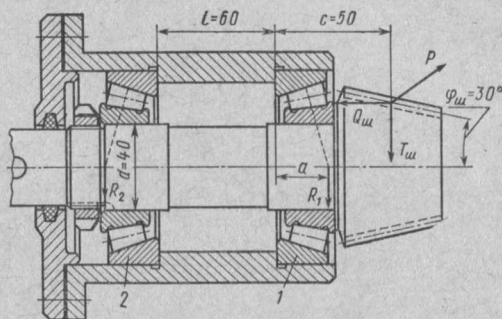


Рис. 13.6

13.6*. Ведущий вал редуктора (рис. 13.6) установлен на конических роликоподшипниках (регулировка по внутренним кольцам). Определить $C_{тр}$ более нагруженного подшипника и выбрать подшипники по каталогу. Мощность на ведущем валу редуктора $N = 4,5$ кВт; $n = 960$ об/мин; средний модуль $m_{ср} = 3,53$ мм; число зубьев $z_1 = 20$; $K_6 = 1,4$ (умеренные толчки); $L_h = 25 \cdot 10^3$ ч.

Решение.

Определяем усилия, действующие в зацеплении.

Окружное усилие

$$P = \frac{N2}{\omega d_{ср}} = \frac{4,5 \cdot 10^3 \cdot 2}{100 \cdot 70,6 \cdot 10^{-3}} = 1275 \text{ Н},$$

где средний диаметр шестерни

$$d_{ср} = m_{ср} z_1 = 3,53 \cdot 20 = 70,6 \text{ мм}.$$

Осевое усилие шестерни

$$Q_w = P \operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_w = 1275 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 30^\circ = 232 \text{ Н}.$$

Радиальное усилие шестерни

$$T_w = P \operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_w = 1275 \operatorname{tg} 20^\circ \cos 30^\circ = 402 \text{ Н}.$$

Для определения радиальных реакций подшипников надо знать расстояния от середины шестерни до точек приложения этих реакций, а это зависит от принятых типоразмеров подшипников. Поэтому предварительно намечаем подшипники 7208. При этом расстояния от торцов подшипников до точек приложения реакций

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d+D)c}{6} = \frac{20}{2} + \frac{(40+80)0,383}{6} = 17,7 \text{ мм}.$$

Реакции в плоскости zOx

$$R_{2x} = \frac{P(c-a)}{l+2a} = \frac{1275(50-17,7)}{60+2 \cdot 17,7} = 410 \text{ Н};$$

$$R_{1x} = \frac{P(c+l+a)}{l+2a} = \frac{1275(50+60+17,7)}{60+2 \cdot 17,7} = 1685 \text{ Н}.$$

Реакции в плоскости zOy

$$R_{2y} = \frac{T_{ш}(c-a) - Q_{ш} \frac{d_{дср}}{2}}{l+2a} = \frac{402(50-17,7) - 232 \frac{70,6}{2}}{60+2 \cdot 17,7} \approx 51 \text{ Н};$$

$$R_{1y} = \frac{T_{ш}(c+l+a) - Q_{ш} \frac{d_{дср}}{2}}{l+2a} = \frac{402(50+60+17,7) - 232 \frac{70,6}{2}}{60+2 \cdot 17,7} = 453 \text{ кН}.$$

Суммарные радиальные нагрузки подшипников

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{1685^2 + 453^2} = 1745 \text{ Н};$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{410^2 + 51^2} = 413 \text{ Н}.$$

Осевые составляющие реакций от радиальных нагрузок

$$S_1 = 0,83 R_1 = 0,83 \cdot 0,383 \cdot 1745 = 553 \text{ Н};$$

$$S_2 = 0,83 R_2 = 0,83 \cdot 0,383 \cdot 413 = 131 \text{ Н}.$$

Осевые нагрузки подшипников¹

$$A_1 = S_1 = 553 \text{ Н};$$

$$A_2 = S_1 - A_p = S_1 - Q_{ш} = 553 - 232 = 321 \text{ Н}.$$

Приведенные нагрузки подшипников:
для подшипника 1

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{553}{1745} = 0,318 < e \text{ и } Q_1 = R_1 K_0 = 1745 \cdot 1,4 = 2450 \text{ Н};$$

для подшипника 2

$$\frac{A_2}{R_2} = \frac{321}{413} = 0,777 > e \text{ и } Q_2 = (0,4 R_2 + Y A_2) K_0 =$$

$$= (0,4 \cdot 413 + 1,565 \cdot 321) 1,4 = 937 \text{ Н}.$$

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность для более нагруженного подшипника 1:

$$C_{тр} = Q_1 \left(\frac{60 n L_h}{10^6} \right)^{0,3} = 2,45 \left(\frac{60 \cdot 960 \cdot 25 \cdot 10^3}{10^6} \right)^{0,3} = 21,8 \text{ кН}.$$

Выбранный предварительно подшипник 7208 имеет $C = 41,5 \text{ кН}$, т. е. его теоретическая долговечность будет значительно выше желаемой. Предлагается учащимся самостоятельно определить ее величину. Поскольку в условиях задачи не предусмотрена возможность уменьшения диаметров посадочных мест и заданы конические роликовые подшипники, то отсутствует возможность подбора подшипников, у которых табличное значение динамической грузоподъемности было бы близко к требуемому. Подшипники сверхлегкой серии в редукторах общего назначения обычно не применяют.

¹ В отличие от таблицы для определения осевых нагрузок подшипников, помещенной на стр. 184, где подшипник, воспринимающий внешнюю осевую силу, обозначен цифрой 2, в данной задаче подшипник, воспринимающий эту силу, обозначен 1.

13.7. Ведущий вал редуктора смонтирован на конических роликоподшипниках (рис. 13.7) легкой серии 7208 с регулировкой по наружным кольцам. По данным предыдущей задачи сравнить теоретическую долговечность более нагруженного подшипника при установке подшипников по рис. 13.6 и 13.7.

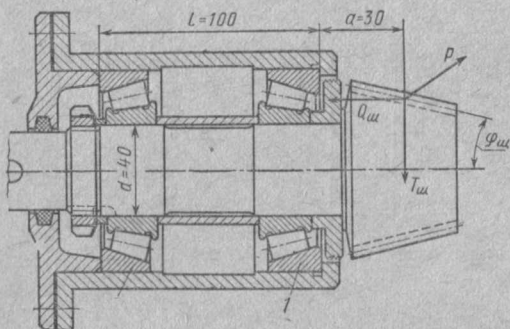


Рис. 13.7

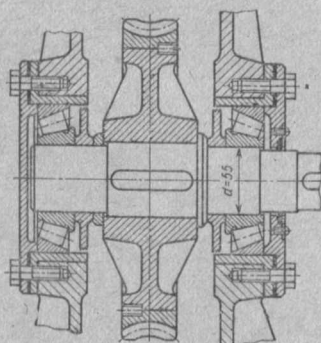


Рис. 13.8

13.8. Выходной вал червячного редуктора смонтирован на конических роликоподшипниках 7211 (рис. 13.8). Определить теоретическую долговечность более нагруженного из них по следующим данным: $N=3,3$ кВт; $\omega=3,7$ рад/с; модуль зацепления $m_t=6$ мм; число зубьев колеса $z_2=41$; $K_6=1,3$; расстояние между

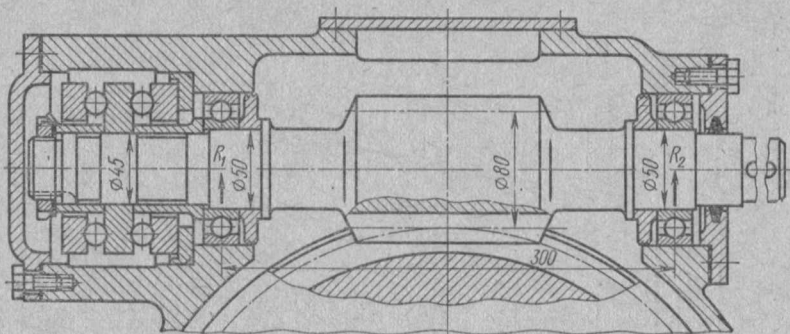


Рис. 13.9

точками приложения радиальных реакций подшипников $L=140$ мм; осевое усилие колеса $Q_2=1960$ Н.

Ответ. $L_h=26,7 \cdot 10^3$ ч.

13.9. Определить $C_{тр}$ и выбрать по каталогу радиальный и упорный подшипники качения для вала червяка (рис. 13.9) червячного редуктора. Окружная сила на червяке $P_1=1,70$ кН; радиальная $T_1=2,15$ кН; осевая $Q_1=5,90$ кН; частота вращения червяка $n=960$ об/мин; $K_6=1,3$; $L_h=5000$ ч; передача реверсивная.

Реакции в плоскости zOx

$$R_{2x} = \frac{P(c-a)}{l+2a} = \frac{1275(50-17,7)}{60+2 \cdot 17,7} = 410 \text{ Н};$$

$$R_{1x} = \frac{P(c+l+a)}{l+2a} = \frac{1275(50+60+17,7)}{60+2 \cdot 17,7} = 1685 \text{ Н}.$$

Реакции в плоскости zOy

$$R_{2y} = \frac{T_{ш}(c-a) - Q_{ш} \frac{d_{лср}}{2}}{l+2a} = \frac{402(50-17,7) - 232 \frac{70,6}{2}}{60+2 \cdot 17,7} \approx 51 \text{ Н};$$

$$R_{1y} = \frac{T_{ш}(c+l+a) - Q_{ш} \frac{d_{лср}}{2}}{l+2a} = \frac{402(50+60+17,7) - 232 \frac{70,6}{2}}{60+2 \cdot 17,7} = 453 \text{ кН}.$$

Суммарные радиальные нагрузки подшипников

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{1685^2 + 453^2} = 1745 \text{ Н};$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{410^2 + 51^2} = 413 \text{ Н}.$$

Осевые составляющие реакций от радиальных нагрузок

$$S_1 = 0,83 R_1 = 0,83 \cdot 0,383 \cdot 1745 = 553 \text{ Н};$$

$$S_2 = 0,83 R_2 = 0,83 \cdot 0,383 \cdot 413 = 131 \text{ Н}.$$

Осевые нагрузки подшипников¹

$$A_1 = S_1 = 553 \text{ Н};$$

$$A_2 = S_1 - A_p = S_1 - Q_{ш} = 553 - 232 = 321 \text{ Н}.$$

Приведенные нагрузки подшипников:
для подшипника 1

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{553}{1745} = 0,318 < e \text{ и } Q_1 = R_1 K_6 = 1745 \cdot 1,4 = 2450 \text{ Н};$$

для подшипника 2

$$\frac{A_2}{R_2} = \frac{321}{413} = 0,777 > e \text{ и } Q_2 = (0,4 R_2 + Y A_2) K_6 =$$

$$= (0,4 \cdot 413 + 1,565 \cdot 321) 1,4 = 937 \text{ Н}.$$

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность для более нагруженного подшипника 1:

$$C_{тр} = Q_1 \left(\frac{60 n L_h}{10^6} \right)^{0,3} = 2,45 \left(\frac{60 \cdot 960 \cdot 25 \cdot 10^3}{10^6} \right)^{0,3} = 21,8 \text{ кН}.$$

Выбранный предварительно подшипник 7208 имеет $C = 41,5 \text{ кН}$, т. е. его теоретическая долговечность будет значительно выше желаемой. Предлагается учащимся самостоятельно определить ее величину. Поскольку в условиях задачи не предусмотрена возможность уменьшения диаметров посадочных мест и заданы конические роликовые подшипники, то отсутствует возможность подбора подшипников, у которых табличное значение динамической грузоподъемности было бы близко к требуемому. Подшипники сверхлегкой серии в редукторах общего назначения обычно не применяют.

¹ В отличие от таблицы для определения осевых нагрузок подшипников, помещенной на стр. 184, где подшипник, воспринимающий внешнюю осевую силу, обозначен цифрой 2, в данной задаче подшипник, воспринимающий эту силу, обозначен 1.

шипник, если диаметр стержня крюка в месте посадки подшипника $d = 45$ мм.

Ответ. Подшипник 8109, у которого $C_0 = 55,0$ кН.

13.13. Выбрать упорный подшипник качения для пяты нижней опоры консольного настенного поворотного крана с ручным поворотом (рис. 13.12, а и б).

Ответ. Подшипник 8106.

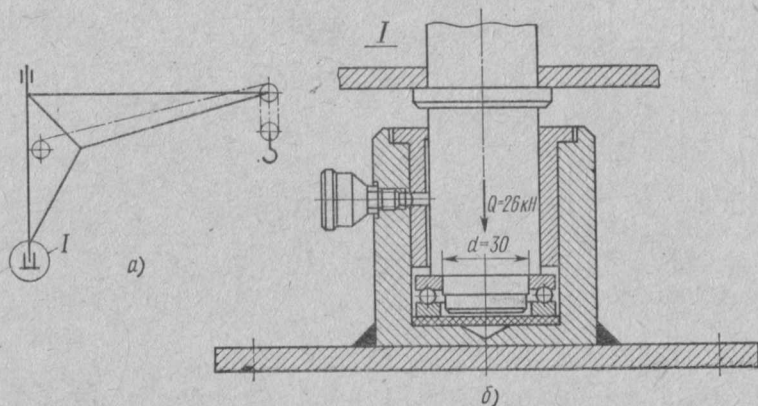


Рис. 13.12

13.14. Определить теоретическую долговечность двойного упорного подшипника 8308. $A = 5,9$ кН; $n = 970$ об/мин; $K_6 = 1,2$.

Ответ. 6200 ч.

13.15. Ведущий вал ленточного транспортера (рис. 13.13) установлен на подшипниках качения, помещенных каждый в отдельном корпусе и установленных на сварной рамё. Сила давления на вал от натяжения ленты $Q = 15,7$ кН; $\omega = 4,19$ рад/с; диаметр вала под подшипником $d = 70$ мм; расчетная долговечность $L_h = 8000$ ч.

Выбрать подшипник качения и сделать конструктивный эскиз подшипникового узла (М1:1). Для удобства сборки корпус подшипника должен быть разъемным.

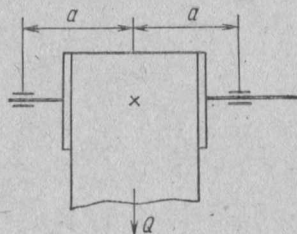


Рис. 13.13

13.16. Ведомый вал редуктора с цилиндрическим прямозубым колесом установлен на подшипниках качения (рис. 13.14). Литой чугунный корпус редуктора имеет разъем по осям валов. Смазка подшипников индивидуальная консистентная. Выбрать подшипники качения и сделать конструктивный эскиз подшипникового узла для выходного конца вала в масштабе 1:1. Окружное усилие, действующее на зубчатое колесо, $P = 10,2$ кН; $\omega = 49,2$ рад/с; $L_h = 10\,000$ ч; нагрузка со значительными толчками.

13.17*. Вал червяка установлен на конических роликоподшипниках (рис. 13.15). Выбрать подшипники по каталогу, если передаваемая мощность $N = 5$ кВт; диаметр делительного цилиндра червяка $d_1 = 63$ мм; $n = 1430$ об/мин; диаметр шейки вала $d = 40$ мм;

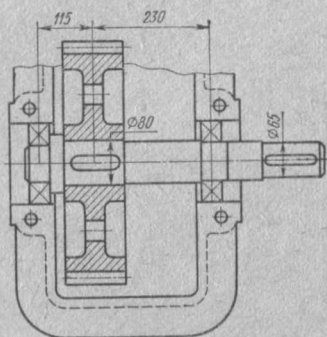


Рис. 13.14

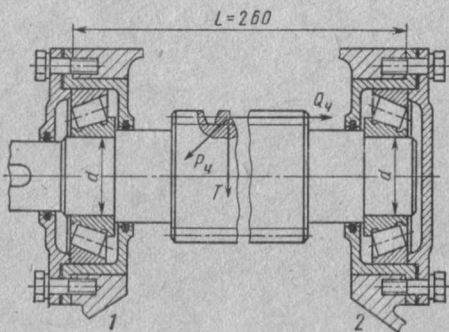


Рис. 13.15

$K_6 = 1,3$; $L_h = 5 \cdot 10^3$ ч; угол подъема винтовой линии червяка $\gamma = 12^\circ 31' 44''$ (при $q = 9$; $z_1 = 2$); приведенный угол трения $\rho' = 2^\circ 35'$; $K_T = 1,0$.

Решение.

Усилия в зацеплении:
окружное усилие на червяке

$$P_q = \frac{2N}{\omega d_1} = \frac{2 \cdot 5 \cdot 10^3}{150 \cdot 0,063} = 1058 \text{ Н;}$$

осевое усилие

$$Q_q = \frac{P_q}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{1058}{\operatorname{tg}(12^\circ 31' 44'' + 2^\circ 35')} = 4230 \text{ Н;}$$

радиальное усилие

$$T = Q_q \operatorname{tg} \alpha = 4230 \operatorname{tg} 20^\circ = 1540 \text{ Н.}$$

Для определения реакций опор ориентировочно задаемся расстоянием от торца подшипника до точки приложения радиальной реакции $a = 25$ мм. Вычисляем реакции опор:
от сил Q_q и T

$$R_{2y} = \frac{T}{2} + \frac{Q_q \frac{d_1}{2}}{L - 2a} = \frac{1540}{2} + \frac{4230 \frac{63}{2}}{210} = 1405 \text{ Н;}$$

$$R_{1y} = T - R_{2y} = 1540 - 1405 = 135 \text{ Н;}$$

от силы P_q

$$R_{1x} = R_{2x} = \frac{P_q}{2} = \frac{1058}{2} = 529 \text{ Н.}$$

Суммарные радиальные реакции

$$R_1 = \sqrt{R_{1y}^2 + R_{1x}^2} = \sqrt{135^2 + 529^2} = 545 \text{ Н};$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2y}^2 + R_{2x}^2} = \sqrt{1405^2 + 529^2} = 1495 \text{ Н}.$$

Определяем осевые составляющие от радиальных нагрузок, принимая ориентировочно $e = 0,3$:

$$S_1 = 0,83 R_1 e = 0,83 \cdot 545 \cdot 0,3 = 136 \text{ Н};$$

$$S_2 = 0,83 R_2 e = 0,83 \cdot 1495 \cdot 0,3 = 372 \text{ Н}.$$

Осевые нагрузки подшипников (см. табл. 13.3)

$$A_1 = S_1 = 136 \text{ Н};$$

$$A_2 = S_1 + Q_{\text{ч}} = 136 + 4230 = 4366 \text{ Н}.$$

Более нагружен правый подшипник, для которого и определяем приведенную нагрузку, приняв ориентировочно $Y = 2,0$:

$$Q_2 = (0,4 R_2 + Y A_2) K_6 = (0,4 \cdot 1495 + 2,0 \cdot 4366) 1,3 = 12,1 \text{ кН}.$$

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность этого подшипника

$$C_{\text{тр}} = Q_2 \left(\frac{60 n L_h}{10^6} \right)^{0,3} = 12,1 \left(\frac{60 \cdot 1430 \cdot 5 \cdot 10^3}{10^6} \right)^{0,3} = 74,6 \text{ кН}.$$

При заданном диаметре шейки вала подходит подшипник 7608, у которого $C = 78,5 \text{ кН}$. Для этого подшипника $e = 0,296$, $Y = 2,026$,

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d+D)e}{6} = \frac{35}{2} + \frac{(40+90) 0,296}{6} = 24 \text{ мм}.$$

По этим данным следует определить уточненные величины радиальных реакций и приведенной нагрузки, а затем вычислить теоретическую долговечность подшипника; она будет близка к желаемой, так как величины a , e , Y мало отличаются от принятых предварительно. Соответствующие расчеты предлагаем учащимся выполнить самостоятельно.

13.18. Определить $C_{\text{тр}}$ и выбрать радиально-упорные шарико-подшипники типа 36000 для вала червяка. Суммарные радиальные нагрузки, действующие на подшипники, $R_1 = 490 \text{ Н}$; $R_2 = 1170 \text{ Н}$; осевая нагрузка $A_p = 1760 \text{ Н}$; $\omega = 91 \text{ рад/с}$; диаметр шейки вала под подшипники $d = 35 \text{ мм}$; $K_6 = 1,2$; $L_h = 12 \cdot 10^3 \text{ ч}$. Осевую нагрузку воспринимает подшипник, несущий большую радиальную нагрузку. Определить теоретическую долговечность выбранного подшипника.

Ответ. $C_{\text{тр}} = 33,6 \text{ кН}$; выбираем радиально-упорный шарико-подшипник 36307, для которого $C = 34,4 \text{ кН}$; при этом $L_h = 12,8 \cdot 10^3 \text{ ч}$.

13.19. Определить требуемую динамическую грузоподъемность более нагруженного шарикового радиально-упорного подшипника вала червяка. Подшипники установлены „враспор“ по концам вала. Осевое усилие, возникающее в червячном зацеплении, $A_p = 2,45 \text{ кН}$, действует на подшипник, несущий большую радиальную нагрузку. Радиальные нагрузки подшипников $R_1 = 0,640 \text{ кН}$, $R_2 = 1,57 \text{ кН}$. Остальные данные взять из предыдущей задачи. Подобрать под-

шипники по каталогу и определить теоретическую долговечность более нагруженного из них.

Ответ. $C_{тр} = 28,4$ кН; подходит шарикоподшипник радиально-упорный однорядный 46307, у которого $C = 32,7$ кН. Теоретическая долговечность принятого подшипника $L_h \approx 18 \cdot 10^3$ ч. Подшипник 36307 не подходит, так как для него $C_{тр} = 40,8$ кН, а его динамическая грузоподъемность $C = 34,3$ кН.

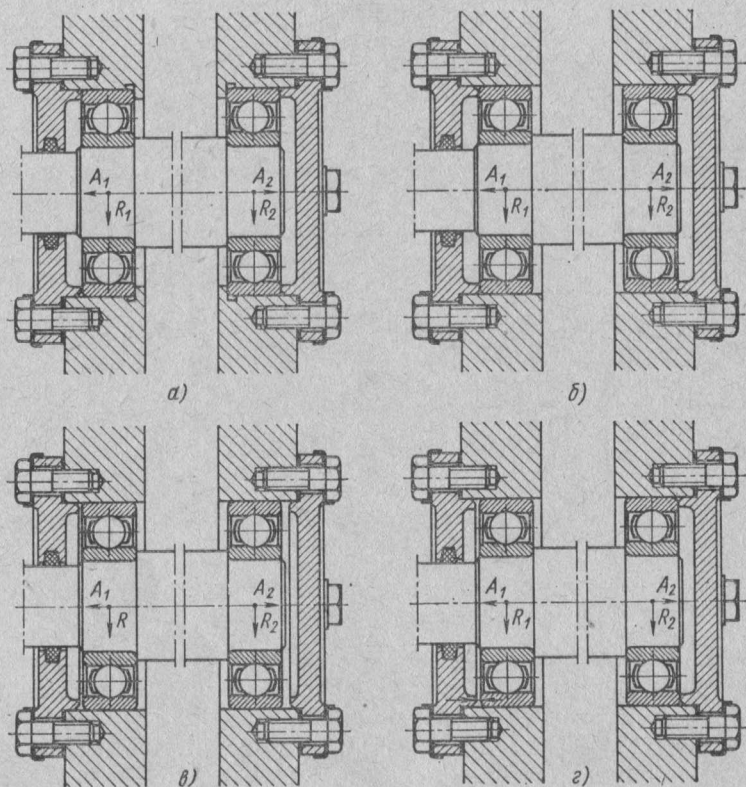


Рис. 13.16

13.20. Короткий вал установлен на радиальных шарикоподшипниках в сквозной расточке корпуса. На подшипники действуют радиальные и осевые нагрузки, направление последних переменны. Какой из вариантов конструкций, представленных на рис. 13.16, *а—г* целесообразнее? В чем недостатки остальных вариантов? Можно ли предложить иные рациональные варианты конструкций?

Ответ. Рационален вариант по рис. 13.16, б.

13.21. Приводной вал смонтирован на двух радиальных сферических самоустанавливающихся подшипниках, установленных

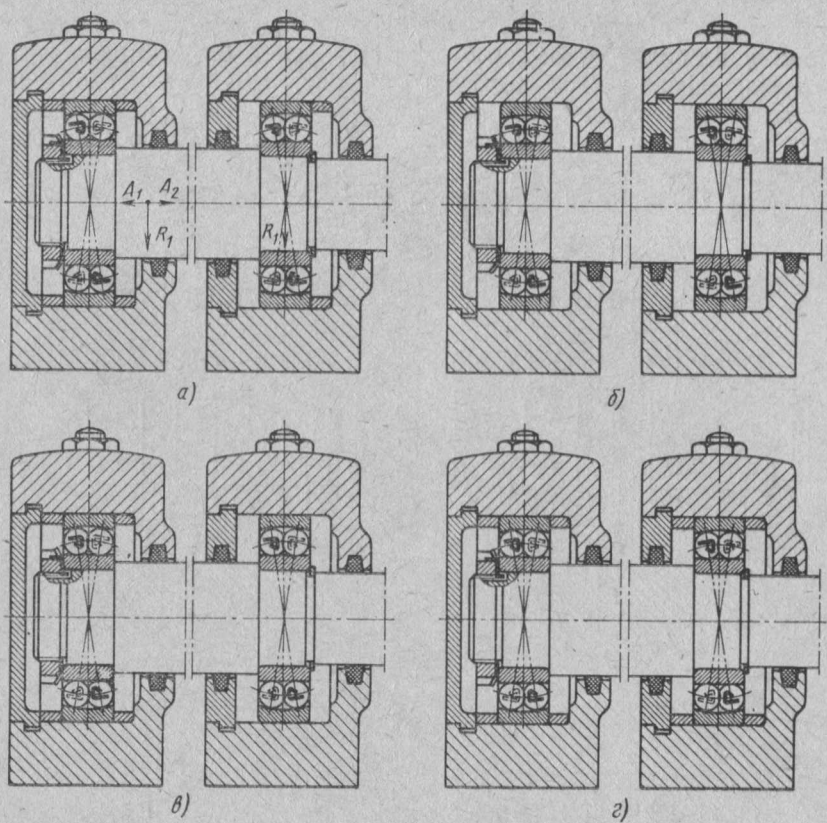


Рис. 13.17

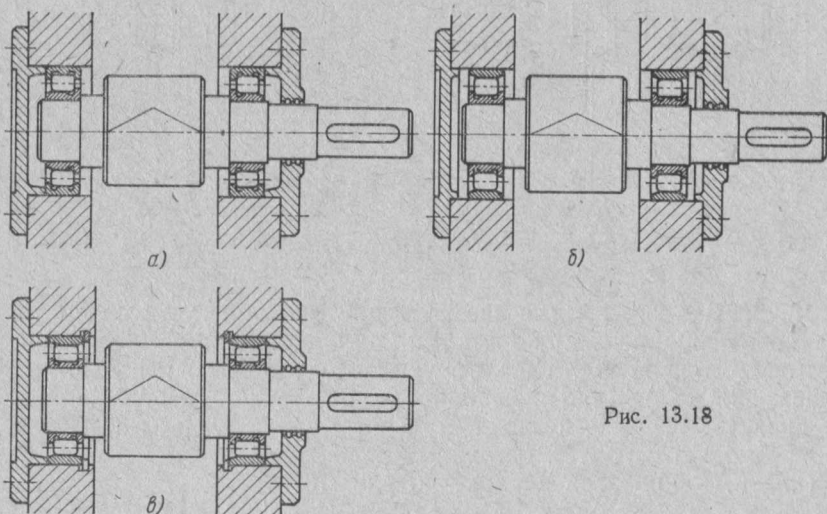


Рис. 13.18

в отдельных корпусах. Подшипники нагружены радиальными силами и небольшими осевыми силами переменного направления (нагрузки подшипников показаны на рис. 13.17, а). Какой из вариантов конструкций, изображенных на рис. 13.17, а—г, наиболее рационален и в чем заключаются недостатки остальных вариантов?

Ответ. Рационален вариант на рис. 13.17, в.

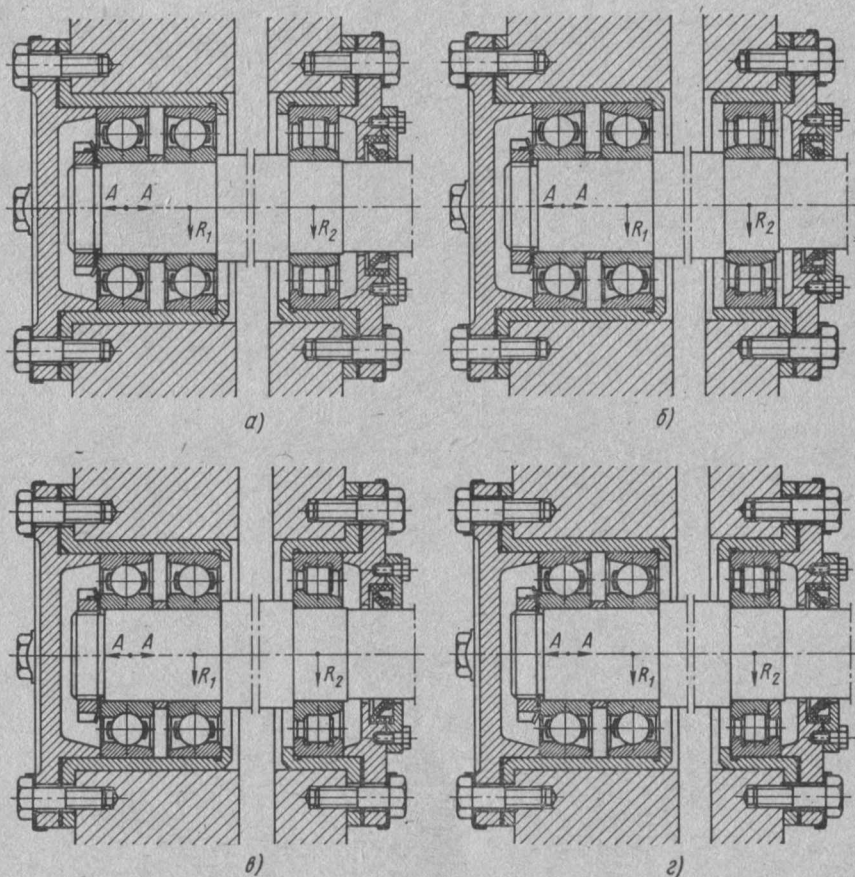


Рис. 13.19

13.22. Вал-шестерня с шевронными зубьями установлен на роликоподшипниках с короткими цилиндрическими роликами. Шестерня должна иметь некоторую свободу осевого перемещения (плавающий вал). Какой из вариантов конструкций, изображенных на рис. 13.18, а—в, следует признать рациональным и в чем заключаются недостатки остальных вариантов?

Ответ. Рационален вариант по рис. 13.18, в.

13.23. Сравнительно длинный вал установлен на вдвоенном шариковом радиально-упорном подшипнике и радиальном роликоподшипнике с короткими цилиндрическими роликами. Какой из вариантов конструкций, представленных на рис. 13.19, *а—г*, следует признать рациональным и в чем заключаются недостатки остальных вариантов?

Ответ. Рационален вариант по рис. 13.19, *а*.

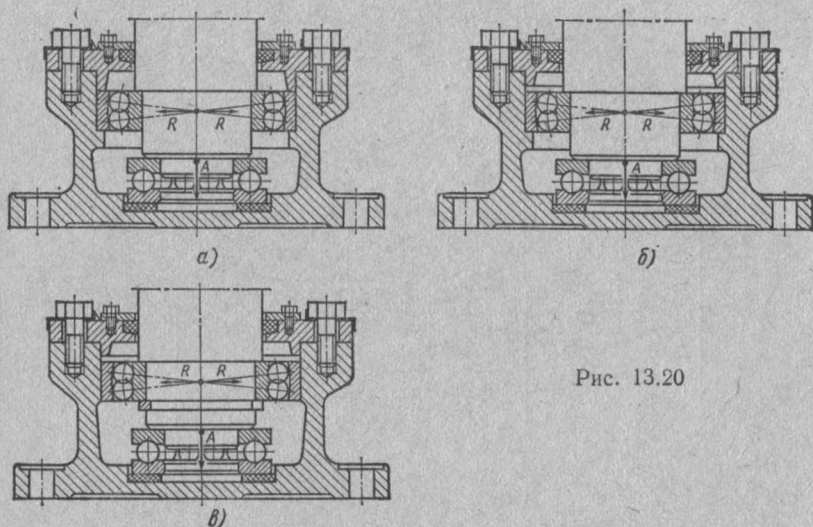


Рис. 13.20

13.24. Вертикальный вал, на который действует радиальная нагрузка и осевая нагрузка постоянного направления, нижним концом опирается на радиальный шариковый сферический самоустанавливающийся подшипник и на однорядный шариковый упорный подшипник. Какой из вариантов конструкций, изображенных на рис. 13.20, *а—в*, следует признать рациональным и в чем недостатки остальных вариантов?

Ответ. Рационален вариант по рис. 13.20, *в*.

ГЛАВА 14

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

14.1*. При выборе марки серого антифрикционного чугуна для вкладышей подшипников скольжения руководствуются следующими значениями $[p]$ и $[pv]$ зависящими от скорости скольжения:

Марка чугуна	НВ	v , м/с	$[p]$, Н/мм ²	$[pv]$, Н·м/мм ² ·с
АСЧ-1	180—229	0,2	9	1,8
АСЧ-2	190—220	2,0	0,05	0,1
АСЧ-3	160—190	0,75	6	4,5
		3,0	0,1	0,3

Как определить значения $[p]$ и $[pv]$ для подшипника с вкладышем из чугуна АСЧ-1 при промежуточном значении скорости скольжения $v = 1,2$ м/с?

Решение.

Принимая линейную зависимость $[pv]$ от v , воспользуемся уравнением прямой, проходящей через две заданные точки:

$$\frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1},$$

отсюда

$$y = y_1 + \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} (y_2 - y_1).$$

Принимая

$$y = [pv], \quad x = v,$$

получим

$$[pv] = [pv]_1 + \frac{v - v_1}{v_2 - v_1} ([pv]_2 - [pv]_1).$$

Искомое значение

$$[pv] = 1,8 + \frac{1,2 - 0,2}{2 - 0,2} (0,1 - 1,8) = 0,86 \text{ Н} \cdot \text{м/мм}^2 \cdot \text{с},$$

Искомое значение

$$[p] = \frac{[pv]}{v} = \frac{0,86}{1,2} = 0,72 \text{ Н/мм}^2.$$

14.2. Определить, пользуясь справочными сведениями, приведенными в предыдущей задаче, значения $[p]$ и $[pv]$ для подшипника с вкладышем из чугуна марки АСЧ2, если окружная скорость шипа (скорость скольжения) $v = 1$ м/с.

Ответ. $[pv] = 4 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{мм}^2 \cdot \text{с}$; $[p] = 4 \text{ Н}/\text{мм}^2$.

14.3. Определить расчетные значения pv и p для подшипника с чугунным вкладышем, имеющим диаметр $d = 120$ мм и длину $l = 150$ мм; угловая скорость шипа $\omega = 20$ рад/с.

Нагрузка на опору $R = 12000$ Н.

По найденным значениям p и pv подобрать марку АСЧ.

Ответ. $p = 0,7 \text{ Н}/\text{мм}^2$; $pv = 0,8 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{мм}^2 \cdot \text{с}$; $v = 1,2$ м/с.

Подходит антифрикционный серый чугун марки АСЧ-1, для которого значения $[p]$ и $[pv]$ были найдены (при $v = 1,2$ м/с) в задаче 14.1: условия $p \leq [p]$ и $pv \leq [pv]$ выполнены.

14.4*. Подобрать марку антифрикционного чугуна для подшипников вала редуктора, представленного на рис. 14.1.

Материал вала сталь Ст6, твердость $HB 200$; учесть, что твердость вкладыша должна быть на 20—40 единиц HB меньше твердости вала. Диаметр цапф вала $d = 100$ мм. Передаваемая мощность $N = 60$ кВт, $n = 300$ об/мин. Шестерня имеет 40 зубьев, модуль зацепления $m = 5$ мм. Расположение опор по отношению к шестерне симметричное.

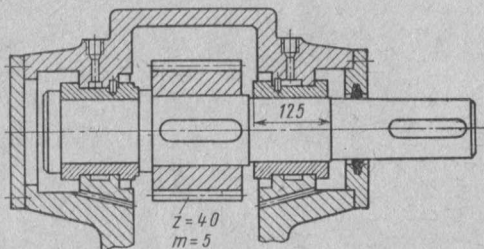


Рис. 14.1

Решение.

Для определения нагрузки, приходящейся на каждую опору, следует вычислить вращающий момент:

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{60 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 300}{30}} = 1900 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1900 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

Здесь

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 300}{30} = 31,4 \text{ рад/с}.$$

Нормальное усилие в зацеплении

$$P_n = \frac{2M}{d_1 \cos \alpha} = \frac{2 \cdot 1900 \cdot 10^3}{5 \cdot 40 \cdot 0,94} = 20200 \text{ Н (здесь } \alpha = 20^\circ).$$

Радиальная нагрузка на каждую опору

$$R = \frac{P_n}{2} = \frac{20200}{2} = 10100 \text{ Н}.$$

Давление на единицу проекции поверхности вкладыша

$$p = \frac{R}{dl} = \frac{10100}{100 \cdot 125} = 0,81 \text{ Н/мм}^2;$$

$$pv = 0,81 \cdot 1,57 = 1,27 \text{ Н} \cdot \text{м/мм}^2 \cdot \text{с};$$

здесь v — окружная скорость шейки вала:

$$v = 0,5 \omega d = 0,5 \cdot 31,4 \cdot 0,1 = 1,57 \text{ м/с}.$$

Проверяем, подойдет ли при найденных расчетных значениях p и pv чугун марки АСЧ-1, для которого допускаемые значения тех же величин в зависимости от скорости приведены в тексте задачи 14.1. При скорости скольжения $v = 1,57$ м/с получим

$$[pv] = 1,8 + \frac{1,57 - 0,2}{2 - 0,2} (0,1 - 1,8) \approx 0,5 \text{ Н} \cdot \text{м/мм}^2 \cdot \text{с},$$

что меньше найденного значения pv , требуемого по условию задачи; следовательно, АСЧ-1 не подходит.

Чугун марки АСЧ-2 имеет твердость HB 190—229, тогда как вкладыш должен иметь твердость на 20—40 единиц HB ниже твердости шеек; значит, АСЧ-2 тоже не годится.

АСЧ-3 по твердости подходит. Проверяем допускаемое значение pv при $v = 1,57$ м/с:

$$[pv] = 4,5 + \frac{1,57 - 0,75}{3 - 0,75} (0,3 - 4,5) \approx 3 \text{ Н} \cdot \text{м/мм}^2 \cdot \text{с};$$

$$[p] = \frac{[pv]}{v} = \frac{3}{1,57} = 1,9 \text{ Н/мм}^2.$$

Расчетные значения $p = 0,81$ Н/мм² и $pv = 1,27$ Н · м/мм² · с ниже допускаемых, следовательно, условие $p \leq [p]$ и $pv \leq [pv]$ выполнено: чугун марки АСЧ-3 для заданных условий подходит.

14.5. Ведомый вал зубчатого цилиндрического редуктора с шевронным колесом установлен на подшипниках скольжения (рис. 14.2). Передаваемая мощность $N = 40$ кВт, угловая скорость $\omega = 6$ рад/с. Размеры подшипника и параметры зубчатого колеса: $d = 100$ мм; $l = 125$ мм; $z = 40$; $m = 5$ мм.

Определить значения p и pv и подобрать марку антифрикционного чугуна для вкладышей.

Ответ. $p \approx 2,4$ Н/мм²; $pv \approx 0,6$ Н · м/мм² · с. Чугун АСЧ-1.

14.6. Вал червячного колеса установлен на подшипниках скольжения (рис. 14.3). Материал вкладышей — чугун антифрикционный. Определить радиальное давление p и произведение pv , подобрать марку чугуна для вкладышей; для восприятия осевой нагрузки рассчитать торцовую поверхность вкладыша.

Мощность, передаваемая валом колеса, $N = 15$ кВт, угловая скорость его $\omega_2 = 6,28$ рад/с. Вал изготовлен из стали Ст6 нормализованной, твердость HB 200.

Модуль зацепления $m = 10$ мм, число зубьев колеса $z_2 = 40$, число заходов червяка $z_1 = 2$; $q = \frac{d_1}{m} = 8$; внутренний диаметр вкладышей $d = 80$ мм, длина $l = 80$ мм; расстояние между сере-

динами опор $L=250$ мм. Коэффициент полезного действия червячной передачи $\eta=0,80$. При расчете торцевой поверхности вкладышей принять значения $[p]$ и $[pv]$ вдвое меньшие, чем для цилиндрической поверхности.

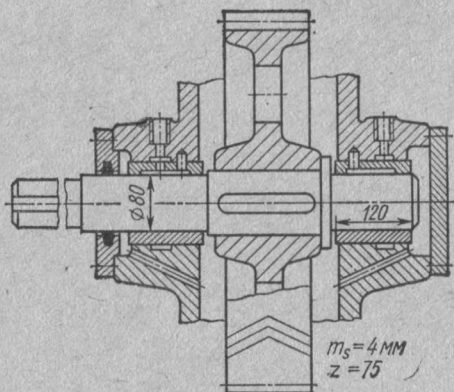


Рис. 14.2

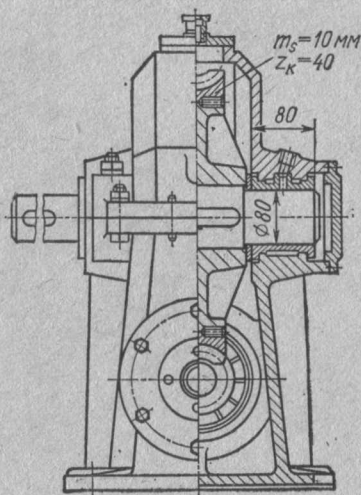


Рис. 14.3

Ответ. Расчетные значения для цилиндрической поверхности $p=1,25$ Н/мм²; $p v=0,31$ Н·м/мм²·с; подходит чугун АСЧ-1, для которого при заданных условиях $[p]=7$ Н/мм²; $[p v]=1,75$ Н·м/мм²·с.

Торцовая поверхность: наружный диаметр $D_{\text{фл}}=100$ мм; $p=1,6$ Н/мм²; $p v=0,46$ Н·м/мм²·с при допускаемых значениях $[p]=3,5$ Н/мм², $[p v]=0,88$ Н·м/мм²·с.

14.7. Рассчитать опоры скольжения вертикального вала привода к мешалке (рис. 14.4), подобрать марку чугуна для вкладышей. Дано: диаметр шеек вала $d=90$ мм; расстояние между серединами опор $L=400$ мм; средний диаметр конического зубчатого колеса $d_{c2}=612$ мм; передаваемый вращающий момент $M_2=240$ Н·м; угловая скорость вала $\omega_2=3,14$ рад/с; передаточное число конической пары $i_{12}=4,5$. Масса вала и установленных на нем деталей $m=750$ кг.

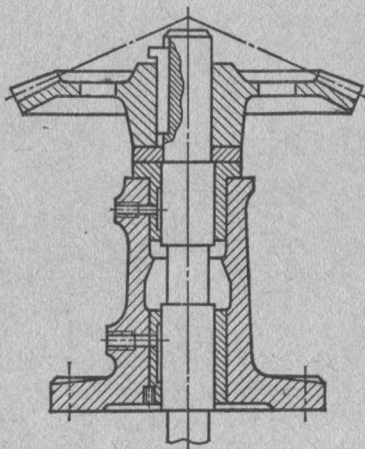


Рис. 14.4

Ответ. Материал вкладышей — чугун АСЧ-1; расчетные значения для цилиндрической части $p \approx 1 \text{ Н/мм}^2$, $pv \approx 0,6 \text{ Н} \cdot \text{м/мм}^2 \cdot \text{с}$ (при длине вкладыша $l = 110 \text{ мм}$); наружный диаметр фланца $D_{\text{фл}} = 150 \text{ мм}$ (при $[p] = 1 \text{ Н/мм}^2$).

14.8. Проверить опоры скольжения вала червяка редуктора, показанного на рис. 14.5. Передаваемая мощность $N_1 = 22 \text{ кВт}$, угловая скорость червяка $\omega_1 = 100 \text{ рад/с}$; число заходов $z_1 = 4$;

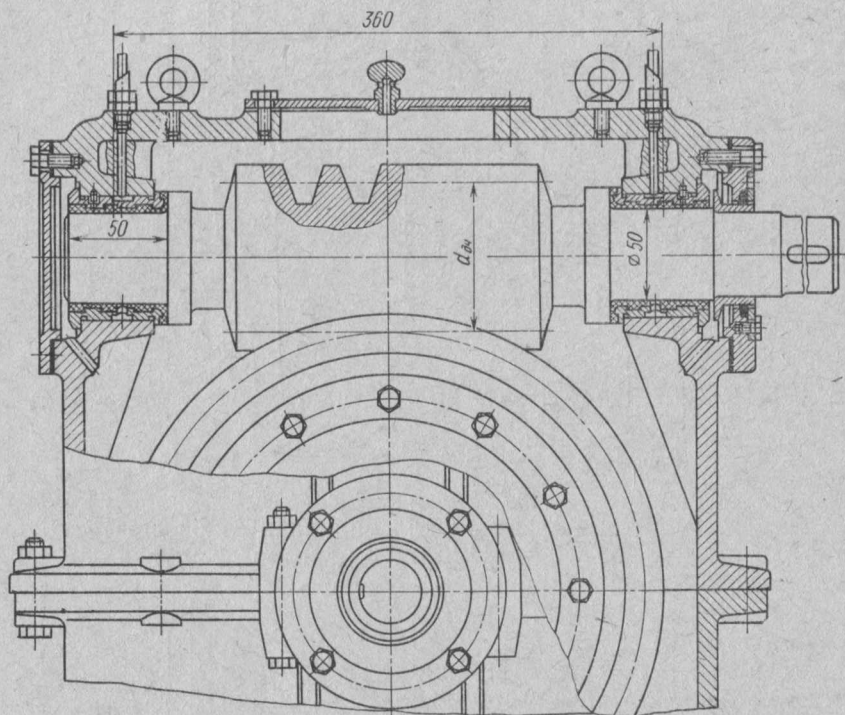


Рис. 14.5

$q = 8$; модуль зацепления $m = 10 \text{ мм}$. Поверхность витков червяка закаленная и шлифованная, венец колеса из бронзы Бр. ОФ 10-1 (принять угол трения $\rho = 1^\circ 30'$).

Ответ. $p \approx 1,6 \text{ Н/мм}^2$; $pv \approx 2,5 \text{ Н} \cdot \text{м/мм}^2 \cdot \text{с}$; $D_{\text{фл}} = 100 \text{ мм}$.

14.9. Рассчитать опоры скольжения настенного поворотного крана грузоподъемностью 3000 кг (рис. 14.6, а и б).

Вылет крана $L = 3,6 \text{ м}$, расстояние между серединами опор $H = 4 \text{ м}$; масса крана $m_{\text{кр}} = 2600 \text{ кг}$, расстояние центра тяжести его от оси вращения $a = 1,6 \text{ м}$. Отношение длины вкладыша к его внутреннему диаметру принять равным единице.

Ответ. Верхняя опора $d = l = 80 \text{ мм}$; нижняя опора $D = l_{\text{н}} = 120 \text{ мм}$, $d_0 = 50 \text{ мм}$.

Материал — чугун АСЧ-2.

14.10. Коэффициент трения шипа в подшипнике скольжения при малой скорости скольжения считается величиной постоянной; с увеличением скорости он уменьшается до значения f_{\min} , затем

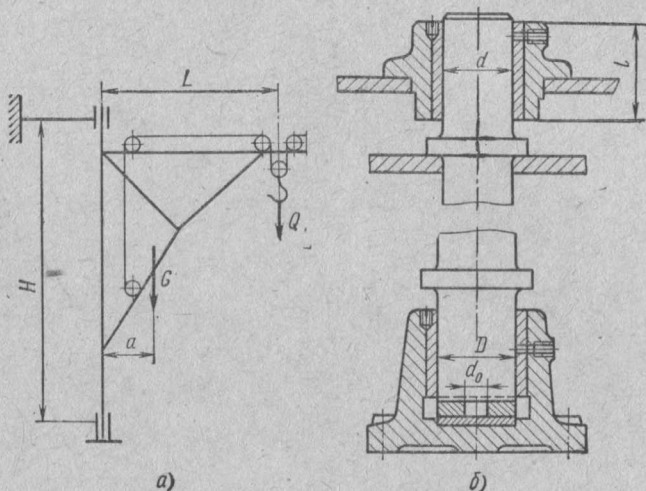


Рис. 14.6

в условиях жидкостного трения снова несколько увеличивается, как показано на рис. 14.7, где представлена диаграмма зависимости f от безразмерной величины $\frac{\mu\omega}{p}$; здесь μ — динамическая вязкость, $\text{Н} \cdot \text{с} / \text{мм}^2$; ω — угловая скорость, $\text{рад} / \text{с}$; p — давление, $\text{Н} / \text{мм}^2$. Точка c диаграммы соответствует переходу от смешанного трения к жидкостному, соответствующее значение минимального коэффициента трения определяют по приближенной формуле Фальца

$$f_{\min} = f_c = 3 \sqrt{\frac{\mu\omega_c}{p}}.$$

Найти значение коэффициента трения в промежуточной точке n , лежащей на участке bc , приняв этот участок за прямолинейный. Решение дать в общем виде и для частного случая при $\omega_c = 20 \text{ рад} / \text{с}$; $\omega_n = 10 \text{ рад} / \text{с}$; $\mu = 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{мм}^2$; $p = 1,5 \text{ Н} / \text{мм}^2$; величину ω_b считать пренебрежимо малой; $f_b = 0,1$.

Ответ.

$$f_n \approx f_c + (f_b - f_c) \frac{\omega_c - \omega_n}{\omega_c}.$$

Для данного случая $f_c = 0,006$; $f_n = 0,053$.

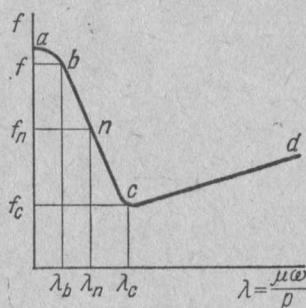


Рис. 14.7. Диаграмма Герси—Штрибека

ГЛАВА 15

МУФТЫ

15.1. Проверить на прочность пальцы и резиновые втулки упругой муфты, показанной на рис. 15.1, при передаче вращающего момента $M = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Диаметр окружности, на которой расположены пальцы, $D_c = 0,5 (D + D_1)$.

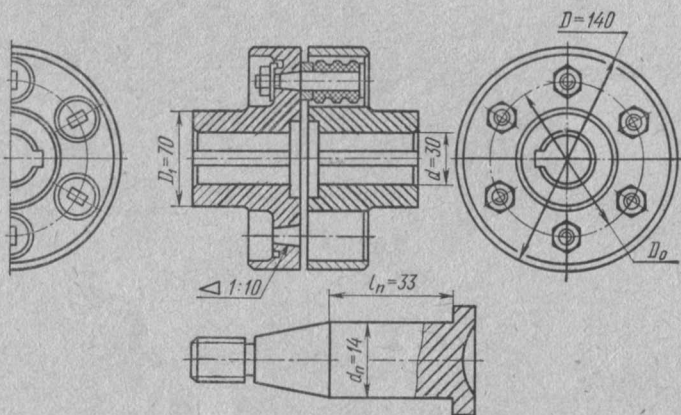


Рис. 15.1

Допускаемые напряжения:

для пальцев из стали 45 $[\sigma]_и = 100 \text{ Н/мм}^2$, для втулки $[\sigma]_{см} = 2 \text{ Н/мм}^2$.

Ответ. $\sigma_и \approx 50 \text{ Н/мм}^2$,

$\sigma_{см} \approx 1,6 \text{ Н/мм}^2$.

15.2. При ориентировочном расчете подвижного текстолитового сухаря компенсирующей муфты, показанной на рис. 15.2, принимают линейный закон распределения давления по ширине сухаря b (по треугольнику), без учета инерционных сил.

Определить в общем виде наибольшее давление p_{\max} , считая, что вращающий момент передается только двумя противоположными гранями сухаря.

Ответ. $p_{\max} = \frac{6MK}{hb^2}$.

15.3. На основании выведенной в предыдущей задаче формулы для определения p_{\max} вычислить допускаемые значения расчетного

момента $[M_p]$ для компенсирующих муфт с промежуточным текстолитовым сухарем, размеры которых указаны в таблице. Принять значение $[\rho]_{\max} = 10 \text{ Н/мм}^2$.

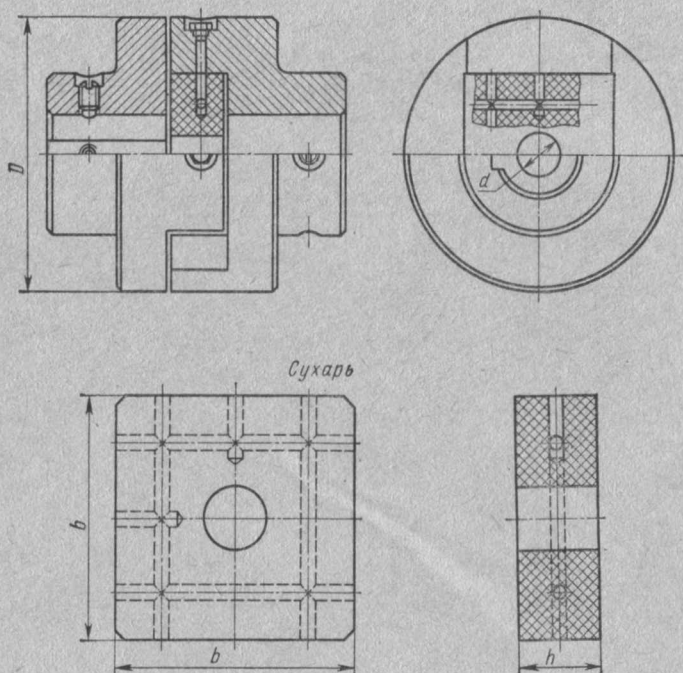


Рис. 15.2

Найденные значения $[M_p]$ внести в таблицу и построить график зависимости $[M_p]$ от диаметра d вала.

Таблица основных размеров компенсирующих муфт для соединения валов диаметром от 25 до 65 мм (см. рис. 15.2).

d	D	s	b	$[M_p], \text{Н} \cdot \text{м}$
25—28	100	20	55	
30—35	120	25	65	
40—45	150	30	75	
50—55	180	40	90	
60—65	220	45	110	

Ответ. Для первой муфты $[M_p] = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$,
для последней $\sim 900 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

15.4*. Рассчитать пружины упругой муфты, представленной на рис. 15.3. Расчетный момент $M_p = 1,6 \text{ кН} \cdot \text{м}$, число пружин $z = 8$; диаметр окружности, на которой расположены центры пружин, $D_0 = 400 \text{ мм}$.

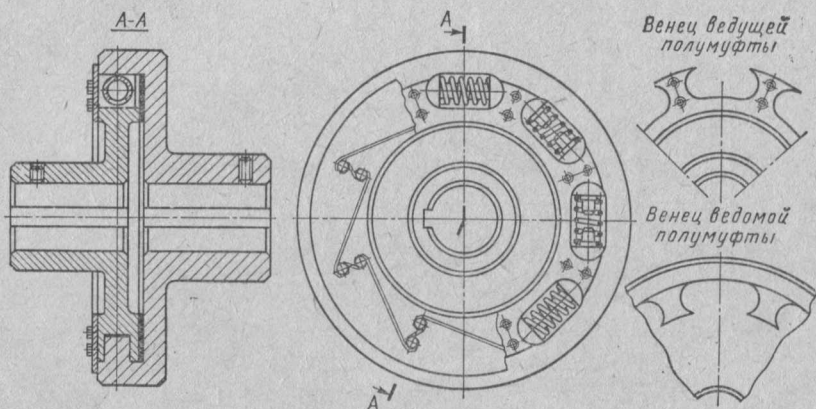


Рис. 15.3

Решение.

Определяем усилие, приходящееся на одну пружину:

$$P = \frac{2M_p}{zD_0} = \frac{2 \cdot 1600 \cdot 10^3}{8 \cdot 400} = 1000 \text{ Н.}$$

Задаемся индексом пружины

$$c_n = \frac{D}{d} = 5.$$

Вычисляем коэффициент k , учитывающий влияние кривизны витков:

$$k = \frac{4c + 1}{4c - 4} = \frac{4 \cdot 5 + 1}{4 \cdot 5 - 4} = 1,31.$$

Определяем из расчета на кручение, при $[\tau] = 0,4 \sigma_b = 0,4 \cdot 1400 = 560 \text{ Н/мм}^2$, диаметр пружинной проволоки:

$$d = \sqrt{\frac{8Pck}{\pi [\tau]}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 1000 \cdot 5 \cdot 1,31}{3,14 \cdot 560}} = 5,5 \text{ мм.}$$

Средний диаметр пружины

$$D_c = cd = 5 \cdot 5,5 = 27,5 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр

$$D_a = D_c + d = 27,5 + 5,5 = 33 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр

$$D_f = D_c - d = 27,5 - 5,5 = 22 \text{ мм.}$$

Принимаем число рабочих витков в каждой пружине $n=6$, определяем осадку пружин при полной нагрузке

$$\lambda = \frac{8PD_c^3 n}{Gd^4} = \frac{8 \cdot 1000 \cdot 27,5^3 \cdot 6}{8,0 \cdot 10^4 \cdot 5,5^4} = 13,6 \text{ мм.}$$

Здесь принято $G=8,0 \cdot 10^4 \text{ Н/мм}^2$.

Максимальный угол поворота одной полумуфты относительно другой

$$\varphi = \frac{\lambda}{0,5D_0} = \frac{13,6}{0,5 \cdot 400} = 0,068 \text{ рад.}$$

15.5. Каково будет значение расчетного допускаемого вращающего момента $[M_p]$ для муфты, рассмотренной в предыдущей задаче, если будет изменен лишь класс пружинной проволоки так, что предел прочности σ_B снизится до 1050 Н/мм^2 ?

Какова будет осадка пружины при полной нагрузке?

Ответ. $[M_p] = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м}; \lambda = 10,2 \text{ мм.}$

15.6*. Рассчитать коническую фрикционную сцепную муфту (рис. 15.4) и определить усилие для ее включения.

Муфта, устанавливаемая в приводе к транспортеру, должна передавать мощность $N=3 \text{ кВт}$, $\omega=30 \text{ рад/с}$, материал — чугун СЧ 21-40; диаметры соединяемых валов $d=50 \text{ мм}$.

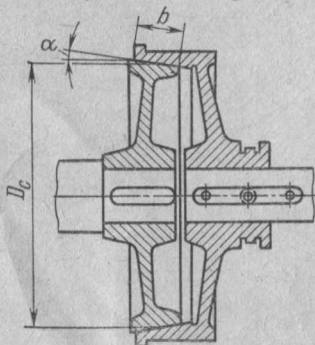


Рис. 15.4

Решение.

Определяем номинальный передаваемый вращающий момент:

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{3 \cdot 10^3}{30} = 100 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Угол α следует выбирать так, чтобы избежать заклинивания муфты; должно быть соблюдено условие $\alpha > \rho$,

где ρ — угол трения.

Для чугунной муфты при отсутствии смазки по табл. П47 имеем $f = \tan \rho = 0,15$; отсюда $\rho = 8^\circ 32'$.

Принимаем $\alpha = 10^\circ$.

Средний диаметр конической части муфты выбираем из соотношения $\frac{D_c}{d} = 3 \div 5$. Принимаем $D_c = 4d = 4 \cdot 50 = 200 \text{ мм}$.

Окружная скорость на этом диаметре

$$v = \omega R_c = 30 \cdot 0,1 = 3 \text{ м/с.}$$

По табл. П47 вычисляем допускаемое давление:

$$[p] = k [p_0] = 0,3 \cdot 0,93 = 0,28 \text{ Н/мм}^2.$$

Принимаем коэффициент запаса сцепления $\beta = 1,5$; находим длину образующей конуса муфты:

$$b = \frac{2M\beta}{\pi D_c^2 [p] f} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 200^2 \cdot 0,28 \cdot 0,15} = 57 \text{ мм.}$$

Принимаем $b = 60$ мм. Проверяем отношение $\frac{b}{D_c} = \frac{60}{200} = 0,3$ — допустимо.

Определяем усилие для включения муфты:

$$Q_{\text{вкл}} = \frac{2M\beta}{D_c f} (\sin \alpha + f \cos \alpha) = \frac{2 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{200 \cdot 0,15} (0,174 + 0,15 \cdot 0,985) \approx 3200 \text{ Н.}$$

15.7*. На рис. 15.5 изображена фрикционная сцепная муфта с одним ведущим диском, имеющим асбестовые обкладки. Определить, какую номинальную мощность может передавать эта муфта, если наружный диаметр кольца трения $D_n = 250$ мм; внутренний $D_v = 150$ мм; коэффициент запаса сцепления $\beta = 1,3$; $n = 600$ об/мин; число включений не более 50 в час. Определить усилие для включения муфты.

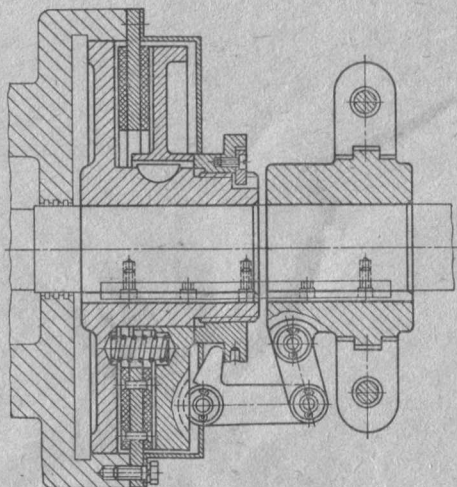


Рис. 15.5

Решение.

Средний диаметр диска трения

$$D_c = \frac{D_n + D_v}{2} = \frac{250 + 150}{2} = 200 \text{ мм.}$$

Средняя окружная скорость диска трения

$$v_c = \frac{\pi D_c n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 600}{60} = 6,28 \text{ м/с.}$$

По табл. П47 коэффициент k , учитывающий влияние средней скорости на величину $[p]$, равен 0,74.

Допускаемое давление (см. табл. П47)

$$[p] = [p_0] k = 0,25 \cdot 0,74 = 0,185 \text{ Н/мм}^2.$$

Наибольший передаваемый момент при $f = 0,3$ (см. табл. П47)

$$M_p = \frac{\pi}{12} f [p] z (D_n^3 - D_v^3) = \frac{3,14}{12} 0,3 \cdot 0,185 \cdot 10^6 \cdot 2 (250^3 - 150^3) \cdot 10^{-9} = 354 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Номинальный момент

$$M = \frac{M_p}{\beta} = \frac{354}{1,3} = 272 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Усилие включения

$$Q_{\text{вкл}} = [p] \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_v^2) = 0,185 \cdot 0,785 (250^2 - 150^2) = 5800 \text{ Н.}$$

Угловая скорость

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 600}{30} = 62,8 \text{ рад/с.}$$

Допускаемая мощность

$$[N] = M\omega = 272 \cdot 62,8 = 17,1 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 17,1 \text{ кВт.}$$

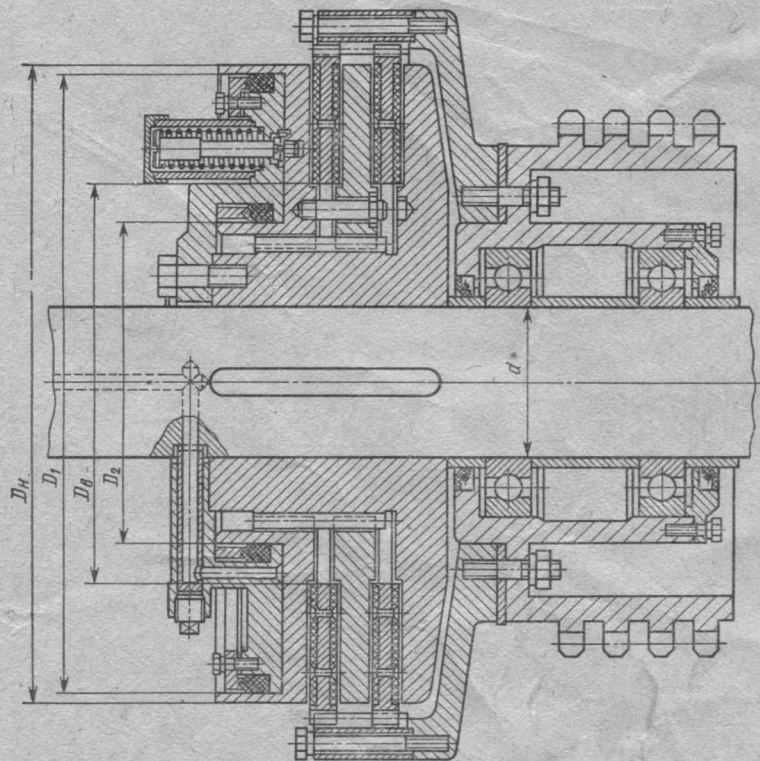


Рис. 15.6

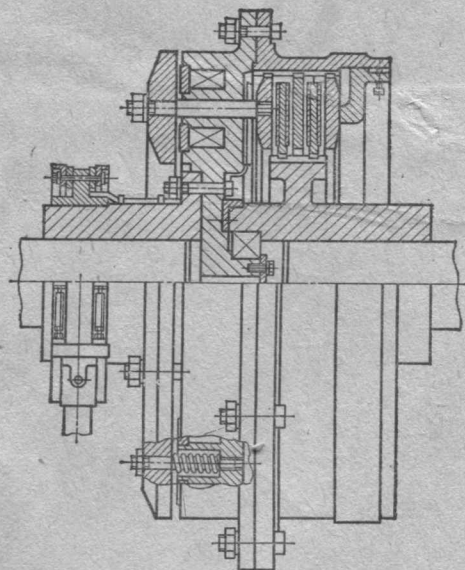


Рис. 15.7

15.8. На рис. 15.6 показана двухдисковая фрикционная муфта, соединенная со звездочкой для четырехрядной цепи привода буровой установки. Определить необходимое давление воздуха для включения этой муфты и проверить давление на поверхности дисков, если номинальный передаваемый момент $M_{\text{ном}} = 2000 \text{ Н} \cdot \text{м}$; коэффициент запаса сцепления $\beta = 1,4$. Основные размеры муфты: наружный диаметр асбестовой обкладки $D_n = 430 \text{ мм}$; внутренний диаметр $D_v = 270 \text{ мм}$; кольцевой поршень: $D_1 = 400 \text{ мм}$; $D_2 = 220 \text{ мм}$.

Ответ. $p_v \approx p \approx 0,15 \text{ Н/мм}^2$.

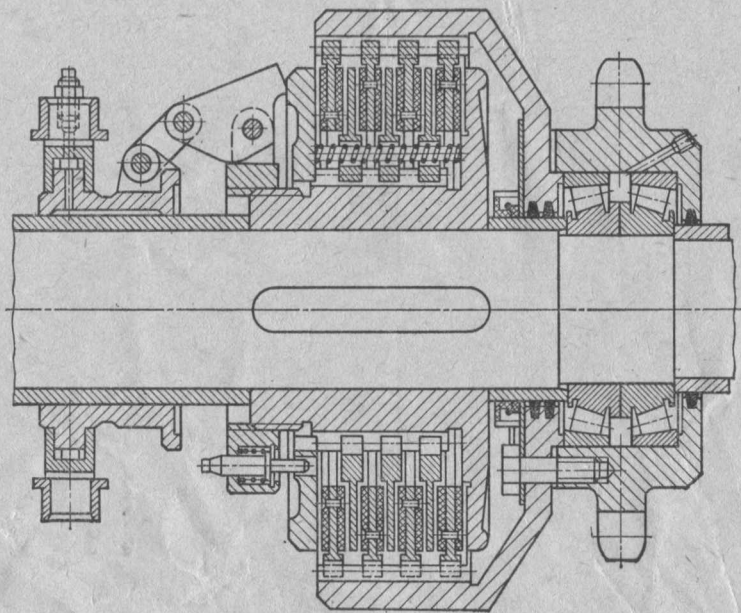


Рис. 15.8

15.9. На рис. 15.7 показана электромагнитная фрикционная муфта с двумя дисками, имеющими асбестовые обкладки. Определить наружный и внутренний диаметры дисков трения и силу электромагнита, необходимую для включения муфты, если номинальная передаваемая мощность $N = 10 \text{ кВт}$; $n = 370 \text{ об/мин}$; коэффициент запаса сцепления $\beta = 1,3$; $[p] = 0,2 \text{ Н/мм}^2$.

Отношением размеров D_n/D_v задаться в соответствии с чертежом.

Ответ. $D_n = 150 \text{ мм}$, $D_v = 90 \text{ мм}$; $Q_{\text{вкл}} \approx 2200 \text{ Н}$.

15.10. На рис. 15.8 показана многодисковая фрикционная муфта, соединенная со звездочкой однорядной приводной цепи.

Определить число ведущих и ведомых дисков и осевую силу для включения муфты, если передаваемая номинальная мощность $N = 23 \text{ кВт}$ при $n = 600 \text{ об/мин}$; коэффициент $\beta = 1,3$. Диски

с асбестовыми обкладками имеют наружный диаметр $D_H = 215$ мм; внутренний диаметр $D_B = 165$ мм.

Отв. $z_1 = 3$; $z_2 = 4$; $Q_{вкл} = 2650$ Н.

15.11*. На рис. 15.9 показана встроенная в шкив центробежная муфта с поворотными колодками. Определить массу колодок и натяжение пружин при следующих расчетных данных: диаметр вала $d = 55$ мм; передаваемый момент $M = 120$ Н·м; диаметр

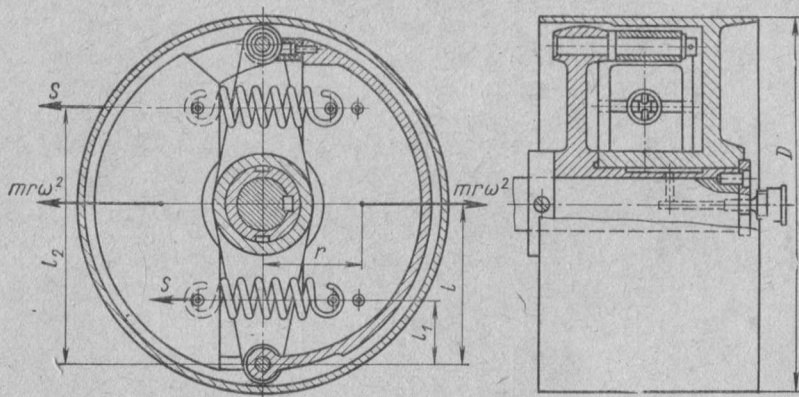


Рис. 15.9

шкива $D = 450$ мм; $n = 730$ об/мин; частоту вращения, при которой муфта полностью выключена, принять равной $0,8\omega$; материал шкива и колодок — чугун СЧ 21-40; колодки с асбестовыми обкладками; расстояние от оси вращения до центра тяжести колодки $r = 130$ мм; $l = 180$ мм; $l_1 = 60$ мм; $l_2 = 300$ мм. Принять $K = 1,5$.

Решение.

Принимаем толщину обода муфты $\delta = 10$ мм; внутренний диаметр $D_1 = 450 - 2\delta = 450 - 20 = 430$ мм.

Номинальная угловая скорость

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 730}{30} = 76,5 \text{ рад/с.}$$

Угловая скорость, при которой муфта выключается,

$$\omega_1 = 0,8\omega = 0,8 \cdot 76,5 = 61,2 \text{ рад/с.}$$

Масса колодки

$$m = \frac{MK}{r[D_1(\omega^2 - \omega_1^2)]} = \frac{120 \cdot 1,5}{0,13 \cdot 0,3 \cdot 0,43(76,5^2 - 61,2^2)} = 5,08 \text{ кг.}$$

Предварительное натяжение пружины при установке колодок

$$S = mr\omega_1^2 \frac{l}{l_1 + l_2} = \frac{5,08 \cdot 0,13 \cdot 61,2^2 \cdot 0,18}{0,30 + 0,06} = 1\,230 \text{ Н.}$$

Сила давления каждой колодки на обод

$$Q = mr(\omega^2 - \omega_1^2) = 5,08 \cdot 0,13 (76,5^2 - 61,2^2) = 1\,380 \text{ Н.}$$

15.12. Рассчитать центробежную муфту с двумя поворотными колодками, встроенную в шкив ременной передачи, по следующим данным: диаметр вала $d=65$ мм; передаваемая мощность $N=14$ кВт при $n=970$ об/мин; полное выключение муфты при $n_1=0,75n$; шкив из чугуна СЧ21-40; колодки имеют асбестовые обкладки; $K=2$. Диаметр шкива определить из условия, что скорость ремня $v \leq 25$ м/с; остальные размеры, необходимые для расчета, определить самостоятельно в соответствии с чертежом (см. рис. 15.9).

Ответ. Масса колодки $m=3$ кг; натяжение пружины $S \approx 1\,320$ Н.

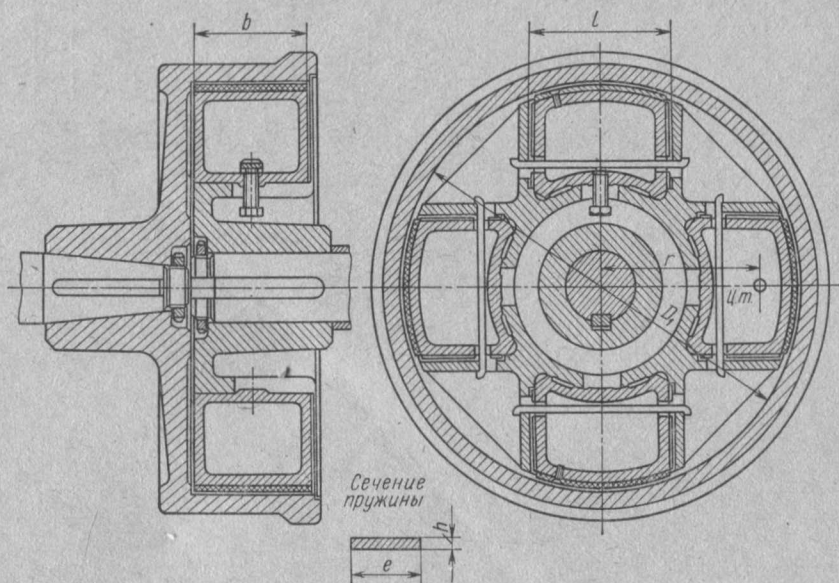


Рис. 15.10

15.13. На рис. 15.10 показана центробежная четырехколодочная муфта. Построить характеристики муфты, т. е. кривые, выражающие зависимость передаваемого муфтой момента и мощности от угловой скорости при следующих данных: внутренний диаметр барабана $D_1=300$ мм; расстояние от оси до центра тяжести колодки $r=120$ мм; масса колодки $m=3$ кг. Частота вращения

муфты, при которой колодки касаются барабана, но не оказывают на него давления, $n_1 = 500$ об/мин.

Максимальная допускаемая частота вращения $n_{\max} = 1000$ об/мин.

Указание. $M_p = mr(\omega^2 - \omega_1^2)zf \frac{D_1}{2}$ Н·м, где m в кг; r и D_1 в м; ω и ω_1 в рад/с; z — число колодок; f — коэффициент трения.

15.14. Определить, какую мощность может передавать центробежная муфта (рис. 15.10) при $n = 800$ об/мин, если пружины отрегулированы так, что при $n_1 = 500$ об/мин колодки только касаются внутренней поверхности барабана, но не оказывают на него давления. Размеры муфты $D_1 = 300$ мм; $r = 120$ мм; масса колодки $m = 3$ кг; $z = 4$; $f = 33$; $K = 1,5$.

Ответ. $N \approx 17$ кВт.

15.15*. Определить сечение пружин из стали 65Г для центробежной муфты (см. рис. 15.10) при $l = 100$ мм. Размеры муфты и масса колодки те же, что и в предыдущей задаче. Пружина должна уравнивать центробежную силу колодки при $n_1 = 500$ об/мин.

Решение.

Толщина h и ширина c пружины определяются по формулам:

$$h = \frac{[\sigma]_{\text{н}} l^2}{6Ey}; \quad c = \frac{3}{2} \cdot \frac{mr\omega_1^3 l}{h^2 [\sigma]_{\text{н}}}.$$

Принимаем для пружины из стали 65Г $[\sigma]_{\text{н}} = 500$ Н/мм²; прогибом пружины y обычно задаются в пределах 0,8 — 1,5 мм; принимаем $y = 1$ мм, тогда

$$h = \frac{500 \cdot 100^2}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \approx 4 \text{ мм}$$

и

$$c = \frac{3 \cdot 3 \cdot 0,12 \cdot 52,3^3 \cdot 100}{2 \cdot 4^2 \cdot 500} = 18,5 \text{ мм}.$$

15.16. Определить величину момента, при котором произойдет выключение предохранительной муфты со срезным штифтом (рис. 15.11). Диаметр штифта $d_{\text{шт}} = 5$ мм, его центр отстоит от оси вращения на расстоянии $R_1 = 85$ мм. Материал штифта — сталь 45 с пределом прочности на срез $\tau_{\text{вср}} = 380$ Н/мм². При какой величине номинального момента можно применять эту муфту?

Ответ. $M_{\text{пред}} = 590$ Н·м; $M = 490 \div 535$ Н·м.

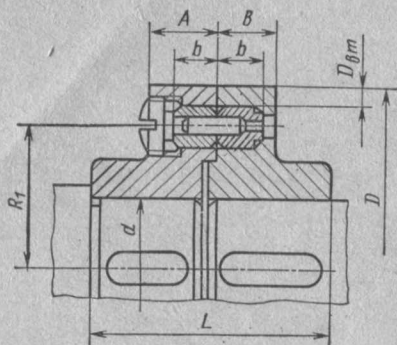


Рис. 15.11

15.17. Определить число ведущих z_1 и ведомых z_2 дисков в многодисковой фрикционной предохранительной муфте (рис. 15.12), если она должна выключаться (пробуксовывать) при

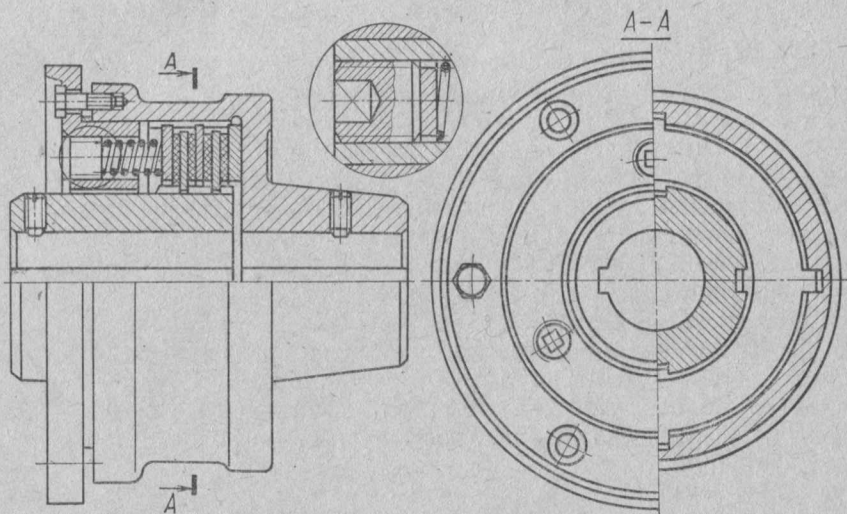


Рис. 15.12

моменте $M_{\text{пред}} = 340 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Внутренний диаметр поверхностей трения $D_{\text{в}} = 100 \text{ мм}$, наружный $D_{\text{н}} = 160 \text{ мм}$, давление между дисками $p = 0,35 \text{ Н/мм}^2$; диски имеют асбестовые обкладки, коэффициент трения $f = 0,30$.

Ответ. $z_1 = 2$, $z_2 = 3$.

ГЛАВА 16

КОМПЛЕКСНЫЕ ЗАДАЧИ

16.1. Венец червячного колеса скреплен с колесным центром тремя болтами с резьбой М14, поставленными в отверстия из-под развертки (рис. 16.1). Центры болтов расположены на окружности диаметра $D_0 = 430$ мм, диаметр отверстия $d_0 = 15$ мм. Определить напряжения среза в болтах. Зубья червячного колеса рассчитаны на контактную прочность при допусковом напряжении $[\sigma]_k = 220$ Н/мм²; число зубьев колеса $z_2 = 52$; модуль зацепления $m = 10$ мм; червяк двухзаходный с отношением диаметра делительного цилиндра к модулю $q = 8$. Коэффициент нагрузки принят равным единице.

Ответ. $\tau_{ср} = 40,5$ Н/мм² (передаваемый колесом момент определен по данным гл. X).

16.2. Вал червячного колеса (см. рис. 16.1) смонтирован на двухрядных сферических шарикоподшипниках средней широкой серии 1616, имеющих динамическую грузоподъемность $C = 104$ кН. Определить расчетную (теоретическую) долговечность наиболее нагруженного подшипника, если частота вращения вала $n = 55$ об/мин, расстояние между серединами подшипников $l = 20$ мм; колесо расположено симметрично относительно опор. Данные для определения усилий в червячном зацеплении взять из задачи 16.1. К. п. д. червячного зацепления $\eta = 0,83$.

Указание. При определении приведенной нагрузки подшипника принять $K_6 = 1,2$; $X = 0,65$; $Y = 2,605$.

Ответ. 24 900 ч.

16.3. Определить напряжения смятия в шпоночном соединении (по ГОСТ 8788—68) выходного конца вала червячного колеса с муфтой (см. рис. 16.1). Муфта на чертеже не показана. Диаметр

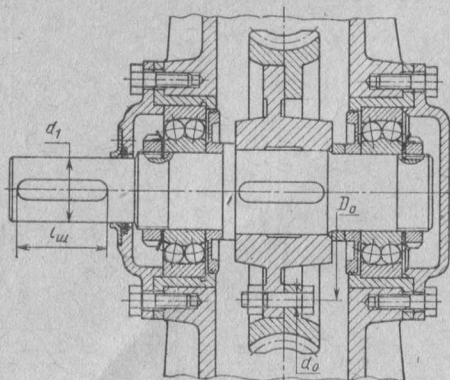


Рис. 16.1

вала $d_1 = 70$ мм; длина шпонки $l_{ш} = 110$ мм. В соединении установлены две шпонки под углом 180° одна к другой. Зубья червячного колеса рассчитаны на контактную прочность с допускаемым напряжением $[\sigma]_к = 200$ Н/мм². Число зубьев колеса $z_2 = 52$; модуль зацепления $m = 10$ мм; диаметр делительного цилиндра червяка (на чертеже не показан) $d_{дч} = 80$ мм.

Указание. При определении передаваемого момента коэффициент нагрузки принять равным единице.

Ответ. ~ 82 Н/мм².

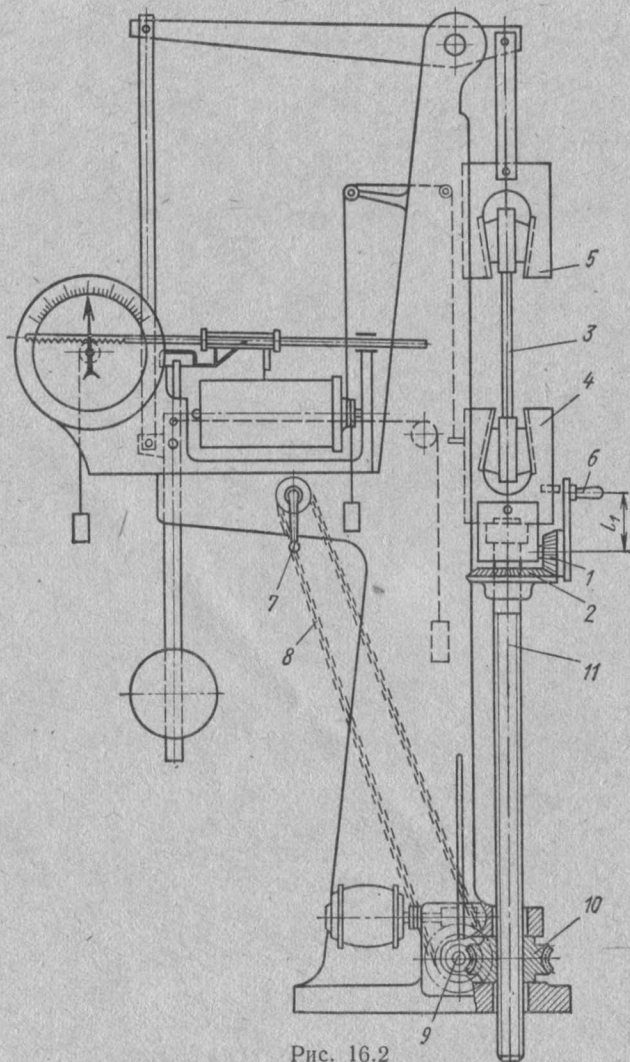


Рис. 16.2

16.4. В машине для испытаний на растяжение типа Р5 (5-тонная машина) пара конических зубчатых колес 1 и 2 (рис. 16.2)

используется при установке испытуемого образца 3 в захваты 4 и 5 машины. Конические колеса имеют числа зубьев $z_1=30$; $z_2=64$; максимальный модуль $m=2$ мм; длина зубьев $b=20$ мм; изготовлены из стали 40 нормализованной. Выяснить, не будут ли чрезмерно высоки напряжения изгиба в зубьях колес, если человек, производящий испытания, по неопытности попытается осуществлять нагружение образца, вращая рукоятку 6. Длина рукоятки $l=110$ мм; максимальное усилие $P_p=500$ Н. Принять $\gamma=1,0$; $K=1,0$ (см. гл. IX).

Ответ. Расчетные напряжения изгиба в опасном сечении зубьев шестерни $\sigma_n \approx 140$ Н/мм². Допускаемое напряжение $[\sigma]_{\text{изг}} = 0,8\sigma_T \approx 220$ Н/мм².

16.5. В машине для испытаний на растяжение типа Р5 (см. рис. 16.2) можно осуществить нагружение образца вручную посредством рукоятки 7, цепной передачи 8, червяка 9 и червячного колеса 10. Расчетная длина рукоятки 7 $l=210$ мм; передаточные числа: цепной передачи $i_{\text{ц}}=1,7$, червячной передачи $i_{\text{ч}}=40$ (червяк двухзаходный); коэффициент трения между резьбой винта 11 и гайки $f=0,12$ (гайкой служит втулка червячного колеса 10); винт 11 имеет квадратную резьбу с наружным диаметром $d=45$ мм и шагом $S=11$ мм. Выяснить, какое усилие P_p надо приложить к рукоятке 7 для создания в образце растягивающего усилия 50 кН.

Ответ. $P_p \approx 220$ Н (при общем к. п. д. привода $\eta \approx 0,67$).

16.6. По данным предыдущей задачи определить, применив гипотезу удельной потенциальной энергии формоизменения, коэффициент запаса прочности винта машины при растяжении образца силой $Q=50$ кН. Материал винта — сталь 45.

Определить среднее давление на поверхностях резьбы, если высота гайки $H=88$ мм.

Ответ. $n_T=4,15$ (при $\sigma_T=300$ Н/мм²); $p \approx 9$ Н/мм².

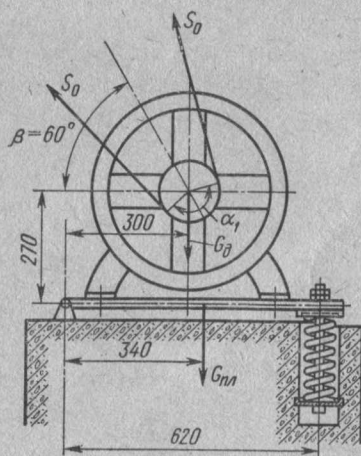


Рис. 16.3

16.7. На рис. 16.3 схематично изображена установка электродвигателя на качающейся плите. Для регулировки натяжения клиновых ремней, охватывающих шкив электродвигателя, служит цилиндрическая винтовая пружина. Масса плиты $m_{\text{пл}}=65$ кг; масса электродвигателя $m_{\text{дв}}=160$ кг. Определить размеры пружины (средний диаметр D , диаметр проволоки d , рабочее число витков i), если индекс пружины $c_n=D:d=6$, допускаемое напряжение $[\tau]=260$ Н/мм²; осадка пружины $\lambda=10$ мм; модуль сдвига $G=8,0 \cdot 10^4$ Н/мм². Ремни профиля Б должны иметь напряжение предварительного натяже-

ния $\sigma_0 = 1,18 \text{ Н/мм}^2$; число ремней $z = 4$. Линия центров передачи составляет с горизонталью угол $\beta = 60^\circ$. Угол обхвата шкива $\alpha_1 = 140^\circ$. На какую мощность N рассчитана рассматриваемая передача, если частота вращения вала электродвигателя $n = 970 \text{ об/мин}$? Коэффициент режима работы $C_p = 0,8$, а расчетный диаметр шкива $D_{ш} = 140 \text{ мм}$.

Указание. При расчете пружины на прочность пользоваться формулой $\tau = k \frac{8PD}{\pi d^3} \leq [\tau]$, где $k = \frac{4c_n + 1}{4c_n - 4}$ — поправочный коэффициент, зависящий от индекса пружины.

Ответ. $D = 30 \text{ мм}$; $d = 5 \text{ мм}$ $i = 7$; $N = 4,2 \text{ кВт}$.

16.8. Винт домкрата путеукладочной машины приводится в движение через червячный редуктор (рис. 16.4). Выяснить, исходя из приведенных ниже данных, что ограничивает предельную нагрузку рассматриваемой конструкции: прочность винта,

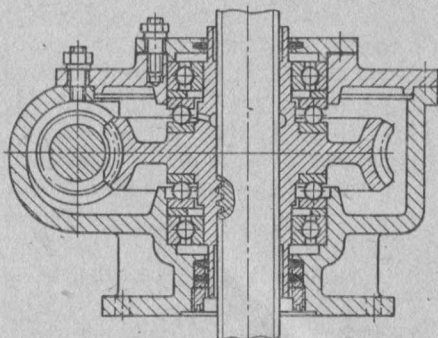


Рис. 16.4

его устойчивость, контактная прочность зубьев червячного колеса или их прочность на изгиб. Винт изготовлен из стали Ст4, резьба винта трапецеидальная однозаходная по ГОСТ 9484—73, наружным диаметром 44 мм и шагом 8 мм. Свободная длина винта 1,8 м, коэффициент запаса устойчивости $[n_y] = 4$ (при расчете на устойчивость рассматривать винт как стойку, имеющую один конец, защемлен-

ный жестко, а второй свободный). Червячное колесо изготовлено из чугуна СЧ 18—36; число зубьев $z_2 = 38$; модуль зацепления $m = 5 \text{ мм}$. Червяк однозаходный; диаметр делительного цилиндра $d_1 = 50 \text{ мм}$; угловая скорость вала червяка $\omega_1 = 48 \text{ рад/с}$. Недостающие для расчета данные выбрать самостоятельно.

16.9. Проверить на износ и нагрев кольцевую пятю винтового пресса, схема которого изображена на рис. 16.5. Фрикционный каток, приводящий в движение винт пресса, имеет диаметр $D = 1900 \text{ мм}$. Окружное усилие на ободе катка $P = 3,5 \text{ кН}$. Средняя угловая скорость $\omega = 1,6 \text{ рад/с}$. Винт имеет квадратную трехзаходную резьбу наружным диаметром 170 мм и внутренним 138 мм. Коэффициент трения между резьбами винта и гайки $f = 0,10$; коэффициент трения на опорной поверхности пяты $f_t = 0,08$. Наружный диаметр пяты 132 мм, внутренний 60 мм. Материал пяты и опорной подушки — закаленная сталь.

Ответ. $p = 11,2 \text{ Н/мм}^2$; $p v_{\text{ср}} = 1,72 \text{ Н} \cdot \text{м/мм}^2 \cdot \text{с}$.

16.10. По данным задачи 16.9 определить к. п. д. винтовой пары пресса ($\eta_{\text{в.п}}$) и всего винтового механизма ($\eta_{\text{в.м}}$). Ориентировочно определить общий к. п. д. установки, если привод винта осуществляется через ременную передачу и лобовой (торцовый) фрикционный вариатор.

Ответ. $\eta_{\text{в.п}} = 0,651$; $\eta_{\text{в.м}} = 0,555$.

16.11. Привод электрической лебедки осуществляется через червячный редуктор и цилиндрическую зубчатую пару с прямыми зубьями колесами (рис. 16.6). Диаметр барабана лебедки $D_6 = 400 \text{ мм}$; натяжение каната, навиваемого на барабан, 30 кН. Частота вращения барабана

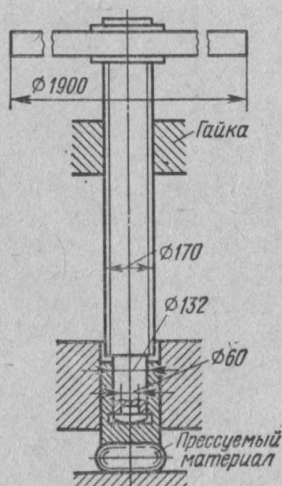


Рис. 16.5

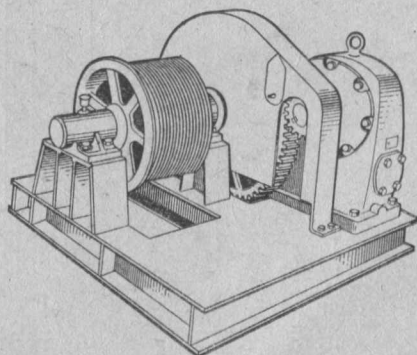


Рис. 16.6

$n_6 = 16 \text{ об/мин}$. Составить кинематическую схему привода, выбрать число заходов червяка, числа зубьев червячного и зубчатого колес. Принять, что частота вращения вала электродвигателя $n_d = 1440 \text{ об/мин}$. Определить (приблизительно) общий к. п. д. привода и номинальную мощность электродвигателя.

16.12. Зубчатая передача лебедки, общий вид которой показан на рис. 16.6, имеет числа зубьев шестерни $z_1 = 16$, колеса $z_2 = 80$; модуль зацепления $m = 8 \text{ мм}$; ширину колес $b = 100 \text{ мм}$. Шестерня изготовлена из стали Ст6, а колесо — из стального литья 25Л. Червячная передача характеризуется следующими параметрами: число заходов червяка $z_q = 2$; передаточное число $i_q = 18$; диаметр делительного цилиндра червяка $d_{\text{дч}} = 80 \text{ мм}$; модуль зацепления $m_t = 10 \text{ мм}$; материал червяка — сталь 45 закаленная; червяк шлифованный; материал венца червячного колеса — бронза Бр. ОФ 10-Г (отливка в кокиль); частота вращения червяка $n_q = 1440 \text{ об/мин}$.

Выяснить, что ограничивает предельную нагрузку привода: прочность зубчатого или червячного зацеплений.

16.13. На рис. 16.7 изображен червячный редуктор с предохранительной фрикционной многодисковой муфтой. Во внутренней полости червячного колеса размещены шпонки 7, по которым могут перемещаться наружные бронзовые диски 3. Венец 1 червячного колеса свободно сидит на ступице втулки 2, имеющей шлицы для посадки внутренних стальных дисков 4. На диски

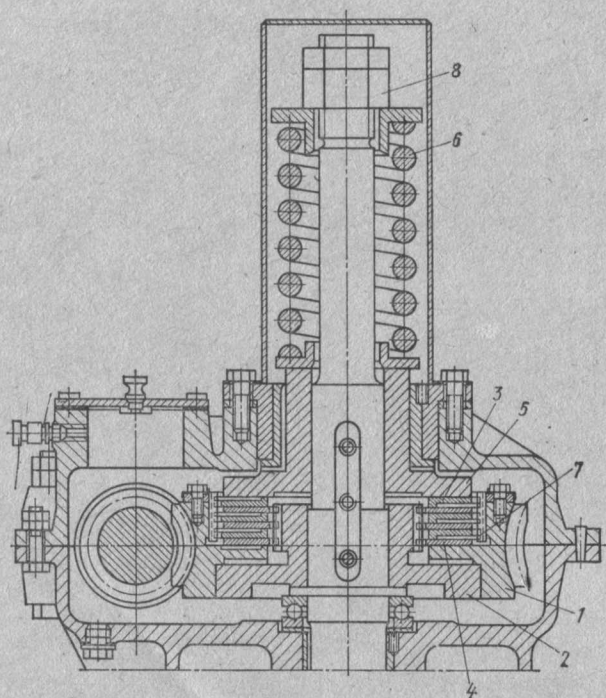


Рис. 16.7

через стальную нажимную втулку 5 действует пружина 6, регулируемая гайкой 8. Муфта работает с обильной смазкой. Определить расчетные контактные напряжения для зубьев червячного колеса при нормальной нагрузке передачи и при предельной перегрузке, если муфта рассчитана таким образом, что пробуксовка происходит при моменте, равном 125% нормального. Диски муфты имеют наружный диаметр $D_n = 175$ мм и внутренний $D_v = 95$ мм. Коэффициент трения между дисками $f = 0,07$. Число пар поверхностей трения $z = 6$. Пружина вызывает на рабочих поверхностях дисков давление $p = 0,8$ Н/мм². Число зубьев червячного колеса $z_2 = 42$; модуль зацепления $m = 5$ мм; диаметр делительного цилиндра червяка $d_1 = 60$ мм.

Ответ. При нормальной нагрузке $\sigma_k \approx 100$ Н/мм²; при предельной перегрузке $\max \sigma_k \approx 115$ Н/мм².

16.14. По данным предыдущей задачи определить (при нормальной нагрузке) расчетную нагрузку (Q) упорного подшипника, установленного на валу червячного колеса. Принять коэффициент безопасности $K_6 = 1,3$. Дополнительно учесть, что червяк однозаходный и его частота вращения $n_{\text{ч}} = 730$ об/мин; к. п. д. червячного зацепления $\eta = 0,68$.

Ответ. $Q = 480$ Н.

16.15. На рис. 16.8 изображена кинематическая схема машины типа ИМ-12А для испытаний на растяжение. По данным, приведенным на схеме, составить описание привода машины и определить скорости поступательного перемещения тягового винта для двух указанных положений рукоятки включения двусторонней конусной муфты.

Ответ. Нормальная скорость $v_{\text{н}} = 2$ мм/мин; повышенная скорость $v_{\text{п}} = 16$ мм/мин.

16.16. Максимальное тяговое усилие винта 1 машины ИМ-12А (см. рис. 16.8) равно $12 \cdot 10^3$ кгс. Выяснить соотношение между требуемой и принятой мощностью электродвигателя привода машины, ориентировочно определив общий к. п. д. приводного механизма. Материал червячных колес — Бр. АЖ 9-4Л.

16.17. По данным, приведенным на кинематической схеме машины ИМ-12А (см. рис. 16.8), сравнить расчетные напряжения изгиба в зубьях колес 5-8. Ширину всех колес принять одинаковой: $b = 30$ мм. Расчет выполнить для нормальной скорости нагружения. Учесть к. п. д. передачи. Принять, что винт передает максимальное тяговое усилие, равное 120 кН.

16.18¹. На рис. 16.9 показан привод горизонтального шнека. Мощность на валу шнека $N_3 = 5,1$ кВт; частота вращения вала шнека $n_3 = 40$ об/мин. Требуется составить кинематическую схему

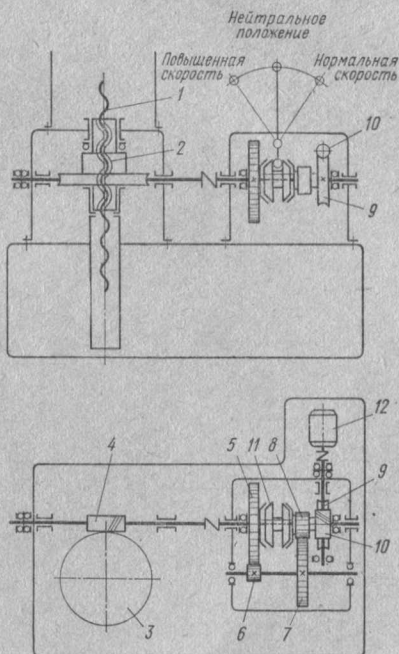


Рис. 16.8

1 — тяговый винт ($d_2 = 54$ мм, $S = 8$ мм, резьба квадратная); 2 — гайка тягового винта; 3 — червячное колесо ($z_K = 40$, $m_f = 7$ мм); 4 — червяк ($z_{\text{ч}} = 1$, $d_{\text{дч}} = 50$ мм); 5 — зубчатое колесо ($z_5 = 96$; $m = 1,75$ мм); 6 — зубчатое колесо ($z_6 = 30$); 7 — зубчатое колесо ($z_7 = 105$, $m = 1,5$ мм); 8 — зубчатое колесо ($z_8 = 42$); 9 — червячное колесо ($z_K = 35$, $m_f = 3$ мм); 10 — червяк ($z_{\text{ч}} = 2$, $d_{\text{дч}} = 30$ мм); 11 — двусторонняя конусная муфта; 12 — электродвигатель ($N = 0,6$ кВт, $n = 1400$ об/мин)

¹ Задачи 16.18 и 16.19 составлены В. А. Киселевым.

привода, установить мощность электродвигателя, а также определить общее передаточное число и произвести его разбивку.

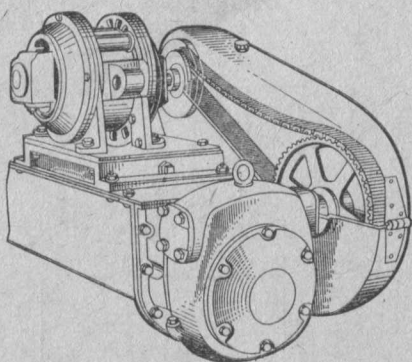


Рис. 16.9

Частоту вращения вала электродвигателя следует принять (из ряда 730, 940, 1440 об/мин) такой, какая окажется наиболее рациональной при данной схеме привода.

16.19. Электродвигатель привода винтового толкателя (рис. 16.10), предназначенного для подачи (перемещения по настилу) стальных заготовок в нагревательную печь, развивает мощность $N_1 = 9,2$ кВт при частоте вращения $n_1 = 1440$ об/мин. Скорость перемещения заготовок $v = 0,026$ м/с. Размеры указаны на чертеже. Коэффициент

однозаходного винта толкателя $f = 0,12$.

Определить передаточное число (i) редуктора и усилие (Q), развиваемое винтом толкателя.

Ответ. $i = 12$; $Q = 118$ кН.

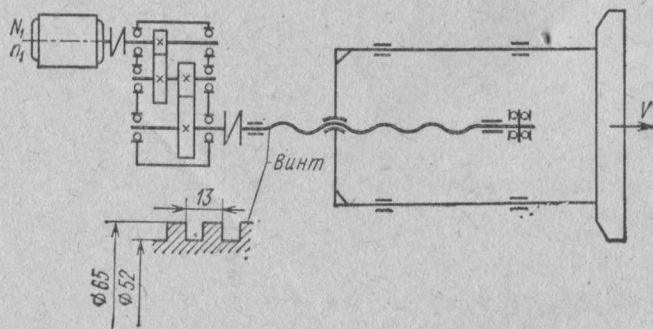


Рис. 16.10

16.20¹. В винтовом толкателе (рис. 16.11) для подачи стальных слитков в нагревательную печь применен винт с трапецидальной резьбой, имеющей средний диаметр $d_2 = 60$ мм, угол профиля $\alpha = 30^\circ$ и ход винтовой линии $S = 40$ мм. Наибольшее расчетное усилие ², действующее на винт, равно 600 Н. Коэффици-

¹ Задачи 16.20 — 16.26 составлены по материалам из книги [9].

² Расчетным является усилие, действующее на винт при начале движения слитка толчком. Метод определения расчетного усилия изложен в книге [9].

коэффициент трения в резьбе винта и гайки $f = 0,12$. К. п. д. одной пары зубчатых колес $\eta_z = 0,96$; к. п. д., учитывающий потери в подшипнике каждого из валов, $\eta_{\text{п}} = 0,985$. Параметры зубчатых колес указаны на схеме.

Определить момент на валу электродвигателя и расчетные напряжения изгиба в зубьях шестерни z_1 и колеса z_2 . Принять коэффициент нагрузки $K = 1,6$; коэффициент износа $\gamma = 1,5$.

У к а з а н и е. Момент сил трения на опорном торце винта (в месте его соприкосновения с плитой толкателя) принять ориентировочно равным 0,1 момента в резьбе.

Ответ. $M_{\text{дв}} = 12,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $\sigma_1 \approx 100 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_2 \approx 81 \text{ Н/мм}^2$.

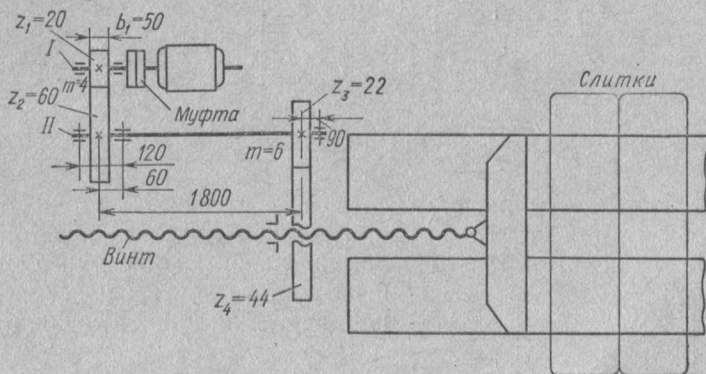


Рис. 16.11

16.21. По данным предыдущей задачи составить расчетную схему вала II.

16.22. По данным задачи 16.20 определить из расчета на прочность требуемый диаметр опасного сечения трехопорного вала II. Расчет выполнить по гипотезе энергии изменения формы (приближенный расчет без учета переменности напряжений во времени), принимая $[\sigma] = 50 \text{ Н/мм}^2$.

16.23. В круглопильном станке, схема которого показана на рис. 16.12, применена плоскоремennая передача с передаточным числом $i = 1,6$. Мощность электродвигателя $N_1 = 1,7 \text{ кВт}$, частота вращения вала $n_1 = 2850 \text{ об/мин}$. Диаметр ведущего шкива $D_1 = 100 \text{ мм}$; ремень прорезиненный, $b = 30 \text{ мм}$, $\delta = 2,5 \text{ мм}$.

Сделать проверочный расчет ремня по тяговой способности (принять $C_p = 0,8$). Определить скорость резания (v_p) и среднее усилие резания (P_p), если диаметр пилы $D_{\text{п}} = 500 \text{ мм}$; к. п. д. передачи с учетом потерь в подшипниках принять равным 0,82. Определить из расчета на прочность диаметр ($d_{\text{в}}$) вала, на котором насажена пила.

Указание. Расчет вала выполнить на статическую прочность по пониженному допускаемому напряжению $[\delta] = 40 \text{ Н/мм}^2$ (приближенный расчет). Применить гипотезу наибольших касательных напряжений.

Ответ. Тяговая способность ремня используется примерно на 92%. $v_p = 46,6 \text{ м/с}$; $P_p \approx 30 \text{ Н}$; $d_b = 18 \text{ мм}$.

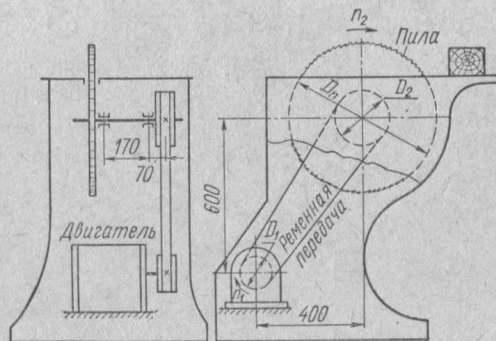


Рис. 16.12

16.24. По данным предыдущей задачи рассчитать клиноременную передачу (определить профиль ремней, их число и диаметры шкивов). Выяснить, как изменится нагрузка ведомого вала в результате замены плоскоременной передачи клиноременной.

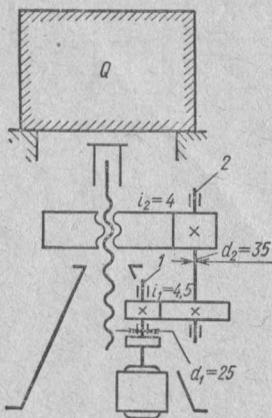


Рис. 16.13

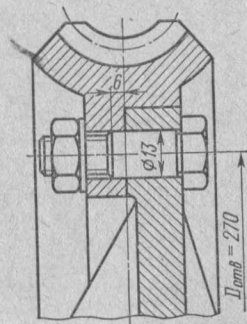


Рис. 16.14

16.25. Расчетное усилие, действующее на винт приводного домкрата (рис. 16.13) при подъеме груза толчком ¹, равно 310 кН. Винт домкрата имеет однозаходную трапецидальную резьбу с наружным диаметром $d = 85 \text{ мм}$ и шагом $S = 20 \text{ мм}$ (ГОСТ 9484—73). Коэффициент трения в резьбе винта и гайки $f = 0,12$.

¹ Метод определения расчетного усилия изложен в книге [9].

Трение в головке домкрата не учитывать. К. п. д. одной пары зубчатых колес с учетом потерь в подшипниках равен 0,95.

Проверить, не учитывая влияния изгиба (ориентировочный расчет), прочность валов привода, если допускаемое напряжение $[\tau]_к = 60 \text{ Н/мм}^2$. Диаметры валов и передаточные числа указаны на схеме.

Ответ. Вал 1 недогружен на 17,5%; вал 2 перегружен на 26%.

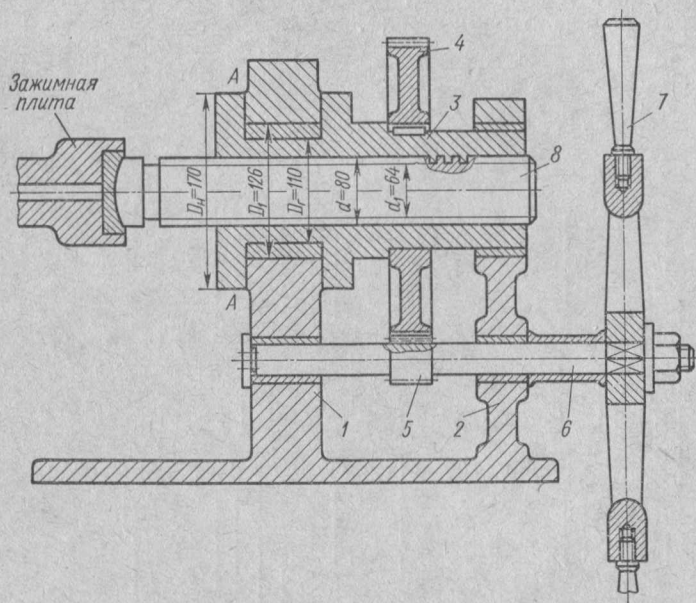


Рис. 16.15

16.26. Венец червячного колеса, изготовленный из бронзы Бр. ОФ 10-1 (отливка в кокиль), соединен с колесным центром болтами, поставленными без зазора в отверстия (рис. 16.14). Напряжения среза в болтах $\tau_{ср} = 70 \text{ Н/мм}^2$.

Каковы наибольшие напряжения смятия ($\sigma_{см}$) стенок отверстия?

Определить расчетные напряжения изгиба ($\sigma_{из}$) в зубьях червячного колеса, если $m = 10 \text{ мм}$; $z_2 = 35$; $z_1 = 2$; $g = 8$; коэффициент износа $\gamma = 1$.

Определить расчетные контактные напряжения (σ_k).

Обеспечена ли прочность червячного зацепления при $k_{рк} = k_{рн} = 1,0$; червяк имеет твердость HRC50.

Ответ. $\sigma_{см} = 119 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_{из} = 18,5 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_k = \text{Н/мм}^2$.

16.27. Винтовое зажимное приспособление (рис. 16.15) фильтр-пресса¹ имеет следующее устройство. На стойках 1 и 2 в под-

¹ Фильтр-пресс — аппарат химического производства для фильтрования под давлением различных суспензий.

шипниках лежит гайка 3, которая может вращаться, но не может перемещаться вдоль оси. На гайке закреплено зубчатое колесо 4, сцепляющееся с шестерней 5, изготовленной заодно с валом 6, вращаемым с помощью маховичка 7. При вращении гайки 3 винт 8, который не может вращаться, перемещается влево, упирается в зажимную плиту и сжимает плиты и рамы пресса.

Показать характер эпюр продольных сил и крутящих моментов для винта и для гайки, предполагая, что усилие по виткам гайки распределено равномерно.

У к а з а н и е. При построении эпюры M_k для гайки учесть трение на поверхности $A-A$ ее заплечика. Трение в подшипниках гайки не учитывать.

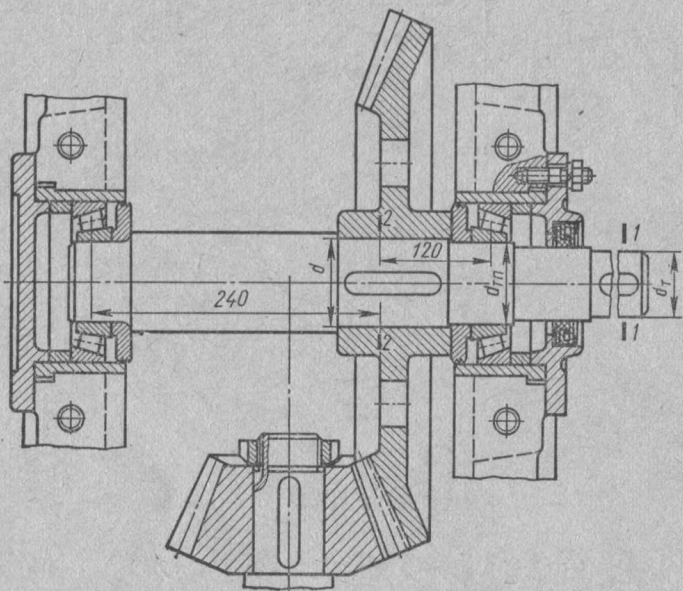


Рис. 16.16

16.28. Решить предыдущую задачу в предположении, что усилие по виткам нарезки гайки распределяется по линейному закону, убывая от ее левого конца к правому.

16.29. В винтовом зажимном механизме фильтр-пресса (см. задачу 16.27) зажимное усилие равно 160 кН. Определить момент M_T сил трения на поверхности $A-A$ заплечика гайки. Учесть, что на поверхности колец диаметрами D_r , D_1 коэффициент трения равен 0,10, а для колец диаметрами D_1 , D_n — 0,16. Давление на поверхности $A-A$ считать во всех точках одинаковым.

Насколько (в процентах) изменится результат, если не учитывать различия в коэффициентах трения, а определять M_T по некоторому среднему значению $f_T = 0,12$?

Ответ. $M_T = 1680 \text{ Н} \cdot \text{м}$; меньше \sim на 19%.

16.30. Маховичок 7 зажимного механизма фильтр-пресса (см. рис. 16.15 и задачу 16.27) вращают двое рабочих. Определить силу, которую должен приложить каждый из них к рукоятке маховичка на расстоянии 650 мм от оси вращения, чтобы обеспечить зажимное усилие 160 кН. Передаточное число зубчатой пары $i = 8,2$; к. п. д. приводного механизма $\eta = 0,87$. Коэффициент трения между резьбой винта и гайки $f = 0,12$; резьба квадратная с ходом винтовой линии $S = 32$ мм и средним диаметром $d_2 = 72$ мм. Момент трения на поверхности $A - A$ гайки взять из решения задачи 16.29.

Ответ. 346 Н.

16.31*. Рассчитать вал конического прямоугольного колеса и подобрать конические роликовые подшипники (рис. 16.16). Колесо передает мощность $N = 51$ кВт при частоте вращения $n = 552$ об/мин; максимальный модуль зацепления $m = 6,5$ мм, длина зубьев $b = 70$ мм; число зубьев колеса $z_2 = 60$, то же шестерни $z_1 = 24$. Материал вала — сталь 45, термообработка — нормализация. При расчете вала на выносливость принять, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения от кручения — по пульсирующему. Желаемая долговечность подшипников $L_h = 20 \cdot 10^3$ ч.

Решение.

1. Момент, передаваемый валом,

$$M = \frac{N}{\omega}, \quad \text{где} \quad \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 552}{30} = 57,7 \text{ рад/с};$$

$$M = \frac{51 \cdot 10^3}{57,7} = 884 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Усилия, возникающие в зацеплении.

Окружное

$$P = \frac{2M}{d_{2cp}} = \frac{2M}{m_{cp} z_2}.$$

Средний модуль

$$m_{cp} = m - \frac{b \sin \varphi_1}{z_1},$$

где угол φ_1 при вершине делительного конуса определяется из следующего соотношения:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{1}{i} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{24}{60} = 0,4,$$

откуда $\varphi_1 = 21^\circ 45'$.

Тогда

$$m_{cp} = 6,5 - \frac{70 \sin 21^\circ 45'}{24} = 5,42 \text{ мм}$$

и окончательно

$$P = \frac{2 \cdot 884}{5,42 \cdot 10^{-3} \cdot 60} = 5480 \text{ Н}.$$

$$T_2 = P \operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_1 = 5480 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 21^\circ 45' = 740 \text{ Н.}$$

Осевое

$$Q_2 = P \operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_2 = 5480 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 68^\circ 15' = 1860 \text{ Н.}$$

3. Диаметр d_T выходного конца вала определяем из расчета на кручение по пониженному допускаемому напряжению $[\tau]_K = 30 \text{ Н/мм}^2$ (см. [10] стр. 163) при крутящем моменте $M_z = M = 884 \text{ Н} \cdot \text{м}$:

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{M_z}{0,2 [\tau]_K}} = \sqrt[3]{\frac{884 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 52,8 \text{ мм},$$

с некоторым округлением принимаем $d_T = 55 \text{ мм}$ (по ГОСТ 6636—69 ряд $Ra40$ — см. стр. 166).

4. Диаметры вала под подшипником и под колесом $d_{Тп} = 65 \text{ мм}$; $d = 70 \text{ мм}$ (назначены по конструктивным соображениям — см. гл. VIII пособия [10]).

5. Предварительно намечаем типоразмер подшипников и определяем точки приложения радиальных реакций подшипников. Примем роликоподшипники конические средней серии 7313.

Радиальная реакция приложена в точке пересечения нормали к середине контактной площадки с осью вала; расстояние этой точки от торца подшипника

$$a_1 = \frac{T}{2} + \frac{(d+D)e}{3},$$

где по таблице подшипников $T = 36 \text{ мм}$, $d = 65 \text{ мм}$, $D = 140 \text{ мм}$, $e = 0,305$.

Подставляя числовые данные, получаем

$$a = \frac{36}{2} + \frac{(65+140) \cdot 0,305}{3} \approx 39 \text{ мм.}$$

6. Составляем расчетную схему вала (рис. 16.17); при этом условно совмещаем середины схематических изображений подшипников с точками приложения радиальных реакций.

Определяем опорные реакции.

В плоскости zOy :

$$\Sigma m_B = 0; \quad R_{Ay}(a+c) + T_2c - Q_2 \frac{d_{2cp}}{2} = 0,$$

откуда

$$R_{Ay} = \frac{-T_2c + Q_2 \frac{d_{2cp}}{2}}{a+c},$$

где $d_{2cp} = m_{cp} z_2 = 5,42 \cdot 60 = 325 \text{ мм}$;

$$R_{Ay} = \frac{-0,74 \cdot 81 + 1,86 \frac{325}{2}}{201 + 81} = 0,864 \text{ кН};$$

$$\Sigma Y = 0; \quad R_{Ay} + T_2 - R_{By} = 0; \quad R_{By} = R_{Ay} + T_2 = 0,864 + 0,74 = 1,604 \text{ кН.}$$

В плоскости zOx :

$$\Sigma m_A = 0; \quad -R_{Bx}(a+c) + Pa = 0,$$

откуда

$$R_{Bx} = \frac{Pa}{a+c} = \frac{5,48 \cdot 201}{201+81} = 3,92 \text{ кН};$$

$$\Sigma X = 0; \quad R_{Ax} - P + R_{Bx} = 0;$$

откуда

$$R_{Ax} = P - R_{Bx} = 5,48 - 3,92 = 1,56 \text{ кН}.$$

7. Эпюры крутящих и изгибающих моментов показаны на рис. 16.17.

8. Коэффициенты запаса прочности для предположительно опасных сечений вала (см. рис. 16.16 и 16.17).

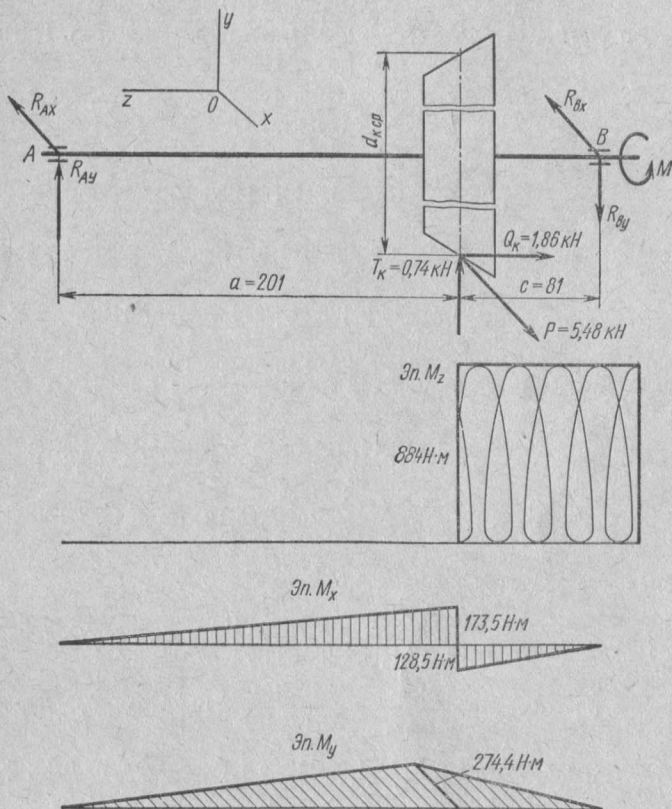


Рис. 16-17

Сечение $I-I$ — в этом сечении возникает крутящий момент $M_z = 0,884$ кН·м.

Момент сопротивления кручению сечения нетто при одной шпоночной канавке для призматической шпонки $b \times h = 16 \times 10$ мм

$$W_{\text{к нетто}} \approx \frac{\pi d_T^3}{16} - \frac{bt(d_T - t)^2}{2d_T} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{16} - \frac{16 \cdot 5(55 - 5)^2}{2 \cdot 55} = 30,83 \cdot 10 \text{ мм}^3.$$

Номинальные значения амплитудного и среднего касательных напряжений:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{1}{2} \tau_{\max} = \frac{1}{2} \frac{M_z}{W_{\text{к нетто}}} = \frac{884 \cdot 10^3}{2 \cdot 30,83 \cdot 10^3} = 14,35 \text{ Н/мм}^2.$$

Коэффициент запаса

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_v + \psi_\tau \tau_m};$$

здесь

$$\begin{aligned} \tau_{-1} &\approx 0,58 \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 253 = 147 \text{ Н/мм}^2. \\ \text{где } \sigma_{-1} &\approx 0,43 \sigma_B = 0,43 \cdot 589 = 253 \text{ Н/мм}^2 \text{ (где } \sigma_B \text{ по табл. П21);} \\ k_\tau &= 1,50 \text{ (табл. П42);} \\ \varepsilon_\tau &= 0,77 \text{ (табл. П38);} \\ \psi_\tau &= 0,10 \text{ (см. стр. 7);} \end{aligned}$$

$$n_1 = n_\tau = \frac{147}{\frac{1,5}{0,77} \cdot 14,35 + 0,1 \cdot 14,35} = 5,0,$$

Сечение 2—2 — в этом сечении возникает крутящий момент $M_z = 884 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и изгибающий момент

$$M_{\text{из2}} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{173,5^2 + 274,4^2} \approx 327 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Моменты сопротивления сечения нетто при одной шпоночной канавке для призматической шпонки $b \times h = 20 \times 12 \text{ мм}$ (исполнение I по ГОСТ 8788—68—см. табл. П6):

$$\begin{aligned} W_{\text{к нетто}} &\approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 70^3}{16} - \frac{20 \cdot 6(70-6)^2}{2 \cdot 70} = 63,8 \cdot 10^3 \text{ мм}^3; \\ W_{\text{нетто}} &\approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = 30,15 \cdot 10^3 \text{ мм}^3. \end{aligned}$$

Номинальные значения напряжений

$$\begin{aligned} \tau_v = \tau_m &= \frac{1}{2} \cdot \frac{M_z}{W_{\text{к нетто}}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{884 \cdot 10^3}{63,8 \cdot 10^3} = 6,93 \text{ Н/мм}^2; \\ \sigma_v = \sigma_{\max} &= \frac{M_{\text{из2}}}{W_{\text{нетто}}} = \frac{327 \cdot 10^3}{30,15 \cdot 10^3} = 10,85 \text{ Н/мм}^2. \end{aligned}$$

Коэффициенты запаса (при $k_\tau = 1,50$; $k_\sigma = 1,60$; $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,73$; $\psi_\tau = 0,1$)

$$\begin{aligned} n_\tau &= \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_v + \psi_\tau \tau_m} = \frac{147}{\frac{1,50}{0,73} \cdot 6,93 + 0,1 \cdot 6,93} = 9,84; \\ n_\sigma &= \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_{\max}} = \frac{253}{\frac{1,60}{0,73} \cdot 10,85} = 10,63; \\ n_2 &= \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{10,63 \cdot 9,84}{\sqrt{10,63^2 + 9,84^2}} = 7,21. \end{aligned}$$

Опасным может оказаться сечение под краем ступицы колеса (высокая концентрация напряжений от напрессовки колеса на вал, а номинальные

напряжения не намного меньше, чем под серединой колеса), но в данном случае проверка не представляет интереса, так как очевидно, что коэффициент запаса для указанного сечения не может значительно отличаться от n_2 , а последний весьма высок.

9. Определение теоретической долговечности подшипников.

Радиальные нагрузки подшипников

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1,56^2 + 0,864^2} = 1,785 \text{ кН};$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{3,92^2 + 1,604^2} = 4,23 \text{ кН}.$$

Осевые составляющие реакций от радиальных нагрузок подшипников.

$$S_A = 0,83 e R_A = 0,83 \cdot 0,305 \cdot 1,785 = 0,452 \text{ кН};$$

$$S_B = 0,83 e R_B = 0,83 \cdot 0,305 \cdot 4,23 = 1,07 \text{ кН}.$$

Осевые нагрузки подшипников (по данным, приведенным на стр. 184)

$$A_A = S_A = 0,452 \text{ кН};$$

$$A_B = S_A + Q_2 = 0,452 + 1,86 = 2,312 \text{ кН}.$$

Приведенная нагрузка подшипника B (более нагруженного)

$$Q = (X R_B + Y A_B) K_6.$$

По табл. П52 $X = 0,4$, $Y = 1,966$; при этом, принимая $K_6 = 1,4$, получаем

$$Q = (0,4 \cdot 4,23 + 1,966 \cdot 2,312) 1,4 = 8,73 \text{ кН}.$$

Теоретическая долговечность подшипника при его динамической грузоподъемности $C = 131 \text{ кН}$

$$L = \left(\frac{C}{Q} \right)^{10/3} = \left(\frac{131}{8,73} \right)^{10/3} = 8\,320 \text{ млн. об.}$$

Долговечность

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 8\,320}{60 \cdot 552} = 252 \cdot 10^3 \text{ ч},$$

т. е. в $\frac{252}{20} = 12,6$ раза выше намеченной.

Проведенный расчет показывает, что вал имеет излишне высокий запас прочности, а подшипники — чрезмерно большую расчетную долговечность.

Рекомендуем читателю самостоятельно выполнить расчет, приняв $d_T = 48 \text{ мм}$, $d_{Tp} = 55 \text{ мм}$, $d = 60 \text{ мм}$ и подшипники 7211.

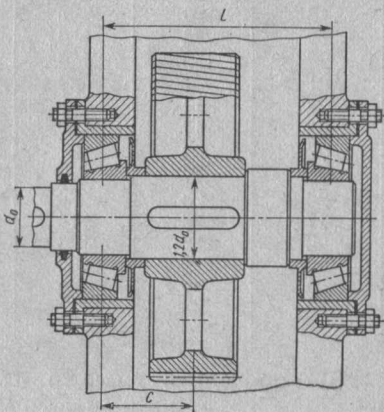


Рис. 16.18

16.32.** Вал цилиндрического косозубого колеса смонтирован на конических радиально-упорных подшипниках, как показано на чертеже (рис. 16.18). Требуется:

1) определить усилия, возникающие в зацеплении (шестерня на чертеже не показана), если колесо передает мощность N , кВт,

при частоте вращения n , об/мин, число его зубьев z_2 , нормальный модуль m_n и угол наклона зубьев β ;

2) определить нагрузки, действующие на подшипники, если ширина колеса b , расстояние от середины колеса до середины левого подшипника $c=b$, а расстояние между серединами опор $l=2,4 b$;

Таблица данных к задаче 16.32 **

Вариант	N , кВт	n , об/мин	z_2	m_n , мм	β	b , мм
1	12	94	66	5	12°15'	100
2	18	120	66	5	11°40'	100
3	26	175	66	5	10°45'	100
4	23	92	66	6	12°30'	120
5	31	114	75	6	13°40'	120
6	44	65	71	8	14°10'	160
7	26	48	79	8	10°30'	160
8	40	42	75	9	13°30'	180
9	14	149	114	3	8°07'	80
10	12,5	130	83	4	8°07'	90
11	27	167	105	4	10°16'	110
12	19	132	85	4,5	8°07'	100
13	41	154	128	4	9°22'	120
14	30	117	102	4,5	10°29'	130
15	49	152	119	5	9°42'	140
16	40	118	98	6	9°42'	150
17	62	165	103	6,5	10°32'	160
18	190	288	94	7	8°36'	170
19	274	186	102	8	10°16'	200
20	156	146	93	8	9°22'	180
21	7	64	83	4	8°07'	90
22	14	82	105	4	10°16'	100
23	17	59	102	4,5	10°29'	130
24	32	81	103	6,5	10°32'	160
25	77	72	93	8	9°22'	180
26	63	58	102	8	10°16'	100
27	76	114	90	7	12°30'	170
28	13	160	96	3	9°42'	70
29	15	280	98	2,5	10°29'	60
30	22	53	103	6,5	10°32'	170

3) определить диаметр d_0 выходного конца вала из расчета на кручение, принимая допускаемое напряжение $[\tau]_k = 30 \text{ Н/мм}^2$; найденное значение d_0 округлить до ближайшего с окончанием на 0 или на 5;

4) считая, что консольная нагрузка, изгибающая вал, отсутствует, построить эпюры крутящих и изгибающих моментов;

5) определить коэффициент запаса прочности вала для сечения под серединой колеса; принять, что диаметр его в этом сечении равен $\sim 1,2d_0$ (округлить в соответствии с рядом $Ra 40$ по

ГОСТ 6636—69); предварительно подобрать призматическую шпонку; при определении коэффициента запаса прочности считать, что нормальные напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные напряжения кручения — по пульсирующему, материал вала — сталь 45 нормализованная;

6) определить расчетную (теоретическую) долговечность наиболее нагруженного подшипника, принимая его номинальный диаметр равным $d_0 + 5$ мм; подшипники средней серии типа 7300.

Данные для расчета взять из таблицы в соответствии с заданным вариантом.

ГЛАВА 17

ЗАДАЧИ — ВОПРОСЫ

Опыт преподавания курса деталей машин показывает, что наряду с упражнениями расчетного характера значительную пользу приносят занятия, на которых учащиеся под руководством преподавателя разбирают небольшие технические задачи, не связанные со значительными вычислениями, и анализируют некоторые вопросы, помогающие глубже понять смысл отдельных зависимостей, расчетных коэффициентов, условностей, допущений и конструктивных решений, встречающихся в курсе.

Некоторые материалы для такого рода занятий собраны в настоящей главе. Здесь есть простейшие задачи, требующие для своего решения лишь умения пользоваться справочниками или знания на память основных формул.

Ряд задач связан с анализом влияния изменения отдельных параметров на требуемые размеры конструкции, ее допускаемые нагрузки и т. п.

Некоторые из упражнений этой категории весьма просты, другие требуют умения анализировать технические решения на основе закономерностей, изучаемых в курсе. По мнению авторов, именно эти несколько более сложные задачи в наибольшей степени способствуют развитию сообразительности учащихся и расширению их технического кругозора.

Материал настоящей главы предназначен для занятий в аудитории под руководством преподавателя. В частности, задачи и вопросы, собранные здесь и им аналогичные, могут быть с успехом использованы на итоговых занятиях по той или иной теме, а также при повторении пройденного материала. При этом опрос по повторяемому материалу, как показывает опыт авторов, целесообразно вести без вызова учащихся к доске, ставя вопросы перед всей аудиторией, а затем называя фамилию учащегося. Такой метод способствует более оживленному ходу занятия и повышению активности учащихся. Многие из представленных в настоящей главе устных задач могут быть использованы в качестве дополнительных экзаменационных вопросов.

На большинство задач требуются односложные ответы, но все ответы следует давать с подробными обоснованиями.

Предлагаемые упражнения рассчитаны на устное решение не только без каких-либо записей, но и без применения логарифмической линейки. Умение «прикинуть» в уме, что получится при изменении какого-либо из параметров, или оценить сравнительную целесообразность вариантов конструкции, несомненно, весьма важно для будущих техников.

Введение в курс

17.1. При какой посадке отклонения размеров вала и отверстия сохраняются без изменения независимо от того, принята ли система отверстия или система вала?

17.2. В чем заключается различие посадок $\frac{A}{H}$ и H_n ? Показать поля допусков для отверстия и вала в каждой из указанных посадок для номинального диаметра соединения 50 мм.

17.3. На чертеже указан размер $\phi 60 \frac{A_3}{H_3}$. Нет ли здесь ошибки?

17.4. На старом чертеже в месте посадки внутреннего кольца шарикового подшипника на вал стоит размер $\phi 40$ вал H . Соответствует ли это обозначение ныне действующим стандартам? Покажите поля допусков для отверстия и вала при указанной посадке и дайте ее обозначение по ГОСТу.

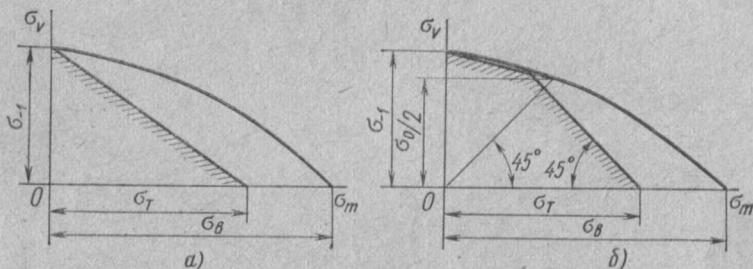


Рис. 17.1

17.5. На рис. 17.1, а, б показаны два способа схематизации диаграммы предельных напряжений. При использовании какого из этих способов расчетный коэффициент запаса прочности для одной и той же детали получится больше? Какой результат точнее?

17.6. На рис. 17.2 показана схематизированная по способу С. В. Серенсена и Р. С. Кинашовили диаграмма предельных напряжений. Точки K_1 и K_2 соответствуют циклам напряжений в двух рассчитываемых деталях. Для какой из них коэффициент запаса по отношению к пределу текучести меньше, чем по отношению к пределу выносливости?

17.7. Известно, что при расчете на прочность детали из пластичного материала в случае ее статического нагружения концентрация напряжений не учитывается. Как обосновать это указание?

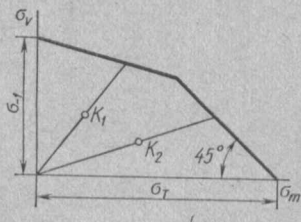


Рис. 17.2

17.8. При копировке рабочего чертежа вала копировщица допустила ошибку, указав чистоту обработки в месте посадки колеса на вал $\nabla 4$ вместо предусмотренной конструктором $\nabla 6$. Повлияет ли эта ошибка на прочность вала, изготовленного по указанному чертежу?

17.9. Расчет вала выполняется в двух вариантах, отличающихся принятым материалом: в первом варианте сталь 40, во втором — 40ХН. Можно ли с уверенностью утверждать, что при одинаковых диаметрах и конструкции валов в обоих вариантах вал из стали 40ХН окажется прочнее, чем из стали 40?

17.10. Известно, что момент сопротивления круглого сечения $W \approx 0,1 d^3$. Справедливо ли утверждение, что увеличение в k раз диаметра оси, работающей на изгиб при напряжениях, изменяющихся по симметричному циклу, приведет к увеличению ее прочности в k^3 раз?

Соединения

17.11. Какое из изображенных на рис. 17.3, а, б заклепочных соединений рациональнее?

17.12. Составить расчетную зависимость для проверки на смятие заклепочного соединения по рис. 17.4.

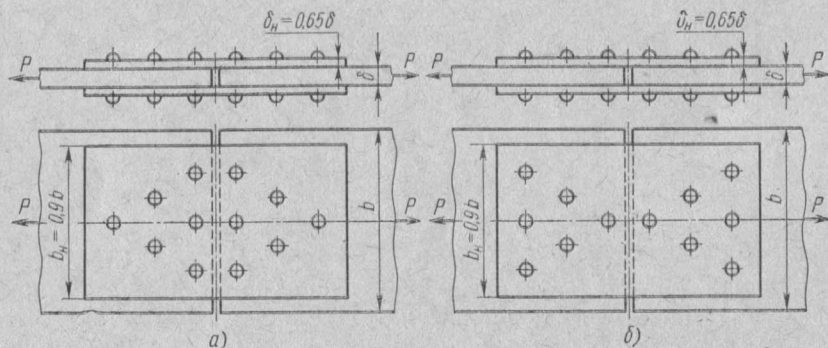


Рис. 17.3

17.13. Какой из размеров изображенного на рис. 17.5 заклепочного соединения по соображениям прочности конструкции представляется недостаточным?

17.14. Почему заклепки плотного шва, рассчитанного на плотность, нецелесообразно проверять на срез?

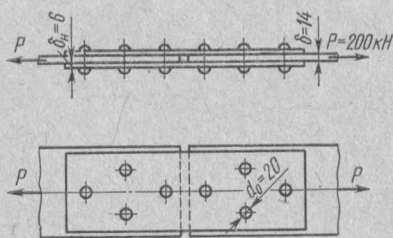


Рис. 17.4

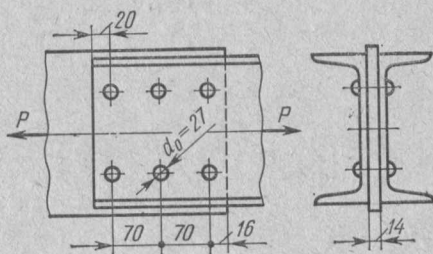


Рис. 17.5

17.15. Не производя расчетов, указать, какая заклепка в соединении по рис. 17.6 воспринимает самое большое усилие.

17.16. Равнобокий прокатный угольник приварен к фасонке двумя фланговыми швами одинаковой длины (рис. 17.7); напряжения в более нагруженном шве равны допускаемым. Насколько примерно (в процентах) недогружен второй шов?

17.17. Сварное соединение двух листов, нагруженных растягивающими силами, можно осуществить в двух вариантах (рис. 17.8, а, б). Сварка выполнена вручную электродами ЭЗ4. Катет лобового шва равен толщине листа. Какое соединение прочнее?

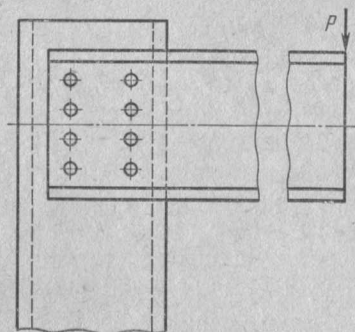


Рис. 17.6

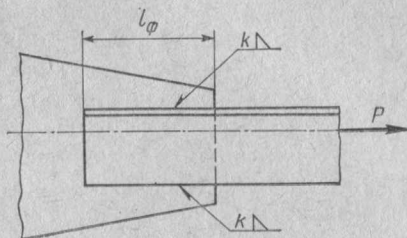


Рис. 17.7

17.18. Изображенный на рис. 17.9, а сварной шов в некоторых старых учебных пособиях назван усиленным. Действительно ли он во всех случаях прочнее швов, изображенных на рис. 17.9, б, в?

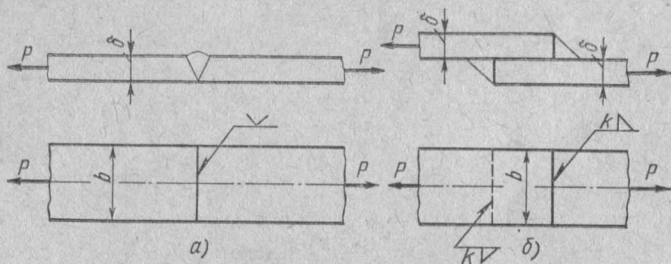


Рис. 17.8

17.19. На рис. 17.10 показано поперечное сечение сварной двутавровой балки. Какой из швов I или II нагружен сильнее?

17.20. Фланговый шов имеет катет $k=5$ мм и длину $l=300$ мм. Рационально ли такое соотношение размеров?

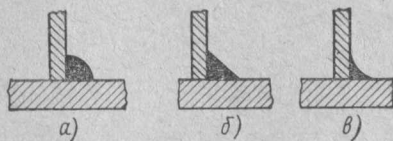


Рис. 17.9

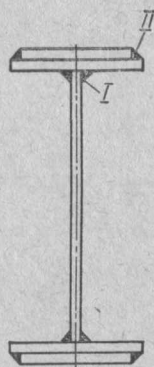


Рис. 17.10

17.21. Незатянутый болт с резьбой $5/8''$, несущей статическую осевую нагрузку, заменен болтом из того же материала с резьбой М16. Как изменилась прочность соединения?

17.22. На трубчатой детали с внутренним диаметром $d_0 = 28$ мм, рассчитанной на растягивающую нагрузку, нарезали резьбу М36 \times 3 взамен предполагавшейся М36 \times 2. Насколько (в процентах) изменился от этой замены коэффициент запаса прочности детали?

17.23. Затянутый болт соединял две бронзовые детали. Ту из них, с которой соприкасалась гайка, заменили стальной деталью. Как эта замена отразится на величине силы, которую требуется приложить к рукоятке ключа, если усилие затяжки болта остается прежним?

17.24. Круглая пила закреплена между двумя шайбами (дисками); вращение от вала передается пиле за счет сил трения. Прижатие пилы к шайбам осуществляется затягиванием гайки на нарезанном конце вала. При какой конструкции: по рис. 17.11, а или по рис. 17.11, б требуемое усилие затяжки будет меньше?

17.25. На рис. 17.12 схематически изображен коническо-цилиндрический редуктор; цифрами 1-6 отмечены его фундаментные болты. Указать, какой из болтов наиболее нагружен.

17.26. В прочно-плотном болтовом соединении поставлена прокладка из менее жесткого материала, чем было первоначально намечено. Как это повлияет на требуемое усилие предварительной затяжки болтов?

17.27¹. На рис. 17.13, а, б показано два варианта соединения венца червячного колеса с центром. Укажите, по какому сечению надо в каждом из вариантов рассчитывать детали соеди-

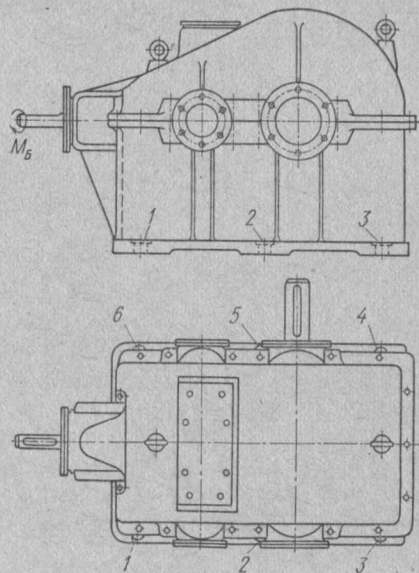


Рис. 17.11

Рис. 17.12

нения на срез и смятие и определите (в буквенном виде) расчетные напряжения, считая нагрузку известной.

¹ Задачи 17.27; 17.44—17.47; 17.62—17.66; 17.96; 17.98; 17.99 составил И. М. Чернин.

17.28. В одном из задачникков по технической механике приведена следующая задача: «Определить работу, затраченную на подъем винтовым домкратом груза $G = 1200$ кгс на высоту $0,25$ м, коэффициент полезного действия домкрата $\eta = 0,55$ ». Какое из условий этой задачи представляется сомнительным?

17.29. В условиях задачи, приведенной в одном из учебных пособий, указано, что к. п. д. винтовой пары с квадратной резьбой равен $0,6$. При этом известно, что средний диаметр резьбы $d_2 = 65$ мм и ход винтовой линии $S = 20$ мм. Какой коэффициент трения был принят при вычислении к. п. д.?

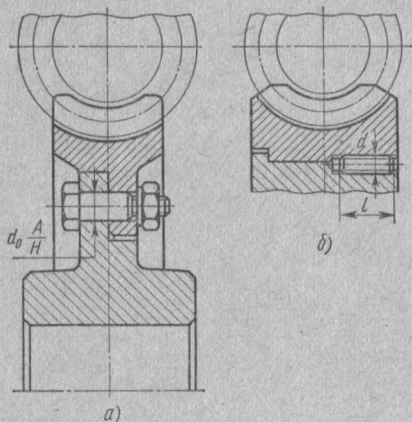


Рис. 17.13

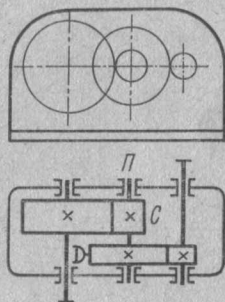


Рис. 17.14

17.30. К. п. д. винтовой пары равен $0,45$. Можно ли утверждать, что эта пара является самотормозящей?

17.31. Однозаходная винтовая пара заменена двухзаходной с теми же диаметрами и профилем резьбы. Как эта замена отразится на напряжениях смятия и среза резьбы гайки и на скорости ее осевого перемещения, если угловая скорость винта остается прежней?

17.32. Для расчета на устойчивость ходового винта, имеющего значительную длину, предложены две расчетные схемы: по первой из них винт рассматривается как стойка с шарнирно закрепленными концами, по второй — как стойка с одним жестко и другим шарнирно закрепленным концом. Как повлияет на требуемый диаметр винта принятие той или другой схемы?

17.33. Какая формулировка условия задачи правильнее: «Проверить на смятие призматическую шпонку» или «Проверить на смятие шпоночное соединение призматической шпонкой»?

17.34. Начинаящий конструктор для фиксации в осевом направлении цилиндрического косозубого колеса редуктора решил закрепить его на валу с помощью клиновой шпонки. Правильно ли такое решение?

17.35. Насколько больший момент (указать примерно в процентах) может передать зубчатое (шлицевое) соединение средней серии $8 \times 32 \times 38$ (ГОСТ 1139—58), чем соединение легкой серии с тем же внутренним диаметром вала?

17.36. На промежуточном валу Π редуктора (рис. 17.14) для посадки шестерни C и колеса D приняты одинаковые по сечению и длине призматические шпонки. Диаметр вала под колесом принят на 10% меньшим, чем под шестерней. Для какого из указанных шпоночных соединений и насколько (в процентах) напряжения смятия больше?

Передачи

17.37. Расчет передачи был начат с выбора электродвигателя, требуемая мощность которого оказалась равной 12,5 л. с. По каталогу выбрали двигатель с номинальной мощностью 10 кВт. По какой мощности следует производить расчет передачи?

17.38. Известно, что при перегрузке фрикционной передачи происходит ее пробуксование. Правильным ли будет решение, исходя из указанного свойства передачи, использовать ее в качестве предохранительного звена механизма?

17.39. При проверочном расчете цилиндрической фрикционной передачи оказалось, что максимальные контактные напряжения на 20% превышают допускаемые. Правильным ли будет решение об увеличении в 1,2 раза ширины катков?

17.40. При проектировании фрикционной передачи было решено делать один из катков текстолитовым. Из-за отсутствия текстолита каток делают из чугуна с обкладкой его обода кожей. Повлияет ли это изменение на метод расчета передачи?

17.41. В конической фрикционной передаче рекомендуется делать нажимным меньший из катков. Обосновать эту рекомендацию.

17.42. Ременная передача работает при скорости ремня 10 м/с. Можно ли в 2 раза уменьшить сечение ремня, если увеличить скорость в 2 раза?

17.43. В ременной передаче диаметры шкивов $D_1 = 160$ мм; $D_2 = 450$ мм и межцентровое расстояние $A = 2,0$ м. Как и примерно насколько (в процентах) изменится тяговая способность передачи, если уменьшить межцентровое расстояние до величины $A = 1,6$ м? Как это отразится на долговечности ремня?

17.44. При проектном расчете клиноременной передачи получилось, что требуемое число ремней выбранного профиля $z = 18$. Можно ли признать этот результат удовлетворительным или следует выполнить новый расчет?

17.45. Как обосновать рекомендацию об установке натяжного ролика на ведомой ветви ремня, а не на ведущей?

17.46. В какой ременной передаче — открытой или с натяжным роликом — при прочих равных условиях ремень будет иметь большую долговечность?

17.47. Во взрывоопасном помещении нужно установить ременную передачу. Какой передаче — плоскоременной или клиноременной — следует отдать предпочтение?

17.48. Шкив на валу электродвигателя заменили другим, имеющим диаметр на 20% меньше, чем у первого. Как в результате такой замены изменится коэффициент запаса прочности вала?

17.49. Ременная передача установлена в приводе после фрикционного вариатора, поэтому скорость вращения шкивов передачи может изменяться в 3 раза. Во сколько раз при этом будет (примерно не учитывая влияния спиц) изменяться напряжение в ободе шкива?

17.50. Привод с клиноремennым вариатором работает от электродвигателя, у которого отношение $\frac{N}{n}$ постоянно. Для какого положения вариатора — соответствующего i_{\max} или i_{\min} — следует рассчитывать ремень?

17.51. Формула для определения межосевого расстояния цилиндрической прямозубой передачи из расчета на контактную прочность имеет вид

$$a = (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{1080}{[\sigma]_k}\right)^2 \frac{M_{p1}}{\psi_A i}},$$

где a в см; $[\sigma]_k$ в Н/см²; M_{p1} в Н·см.

Какой числовой коэффициент взамен 1080 должен быть в этой формуле, если a определяется в мм, $[\sigma]_k$ подставляют в Н/мм² и M_{p1} — в Н·мм.

17.52. Чем объяснить, что при консольном расположении хотя бы одного из зацепляющихся зубчатых колес рекомендуется принимать при расчете меньшие значения коэффициента длины зуба, чем в случае, если оба колеса расположены между опорами соответствующих валов?

17.53. В соосном двухступенчатом цилиндрическом редукторе материал и все параметры обеих зубчатых пар одинаковы. Рационально ли это?

17.54. Расчет открытой цилиндрической зубчатой передачи выполнен в двух вариантах: в первом из них принято $\psi_m = \frac{b}{m} = 8$, во втором $\psi_m = \frac{b}{m} = 12$. В каком из указанных вариантов нагрузка валов и подшипников передачи будет больше?

17.55. Для увеличения производительности насоса решено увеличить скорость поршня вдвое. Соответственно в 2 раза увеличиваются угловые скорости валов редуктора привода насоса. Электродвигатель заменяют другим, имеющим вдвое большую мощность, чем прежний. Можно ли, не производя проверочных расчетов, использовать прежний редуктор.

17.56. Для увеличения угловой скорости выходного вала изготовленного червячного редуктора решено заменить однозаходный

червяк двухзаходным. Можно ли при такой замене использовать прежний венец червячного колеса?

17.57. По условиям предыдущей задачи решить вопрос о возможности использования в реконструируемом редукторе прежнего корпуса, валов и подшипников.

17.58. В процессе проектирования червячного редуктора при проверочном расчете червяка оказалось, что его жесткость недостаточна. Для обеспечения необходимой жесткости увеличили параметр $q = \frac{d_1}{m}$ с 8 до 11. Как это повлияет на к. п. д. проектируемого редуктора?

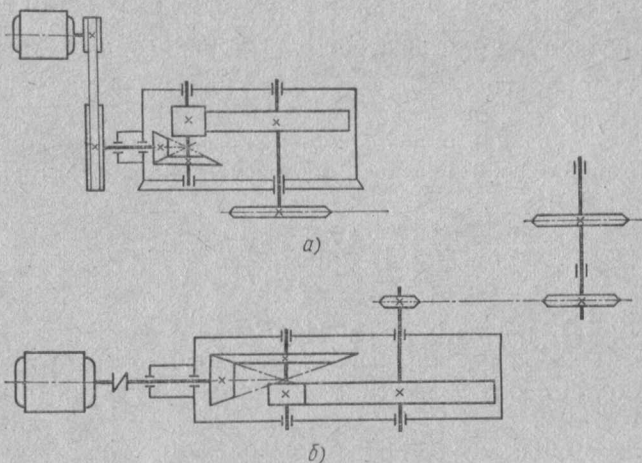


Рис. 17.15

17.59. При конструировании червячного редуктора удалось уменьшить расстояние между опорами червяка на 10% по сравнению с намеченным предварительно. Насколько в результате этого уменьшится расчетная стрела прогиба червяка?

17.60. Пригодна ли формула, применяемая для теплового расчета червячного редуктора, к редукторам других типов? Почему для червячного редуктора тепловой расчет, за редким исключением, обязателен, а для зубчатых редукторов производится только при весьма значительной передаваемой мощности и длительной непрерывной работе?

17.61. Почему в цепной передаче число зубьев большой звездочки ограничено некоторыми определенными для данного типа цепи пределами?

17.62. Известны делительные диаметры d_{01} и d_{02} звездочек цепной передачи. Можно ли по этим данным определить передаточное число этой передачи?

17.63. При проектировании цепных передач рекомендуют принимать число звеньев цепи четным. Почему?

17.64. Чем вызвано указание избегать строго вертикального расположения цепной передачи?

17.65. В какой передаче — цепной или ременной — нагрузка вала при одном и том же окружном усилии будет меньше?

17.66. На рис. 17.15 представлены схемы двух приводных установок; в схеме по рис. 17.15, а ременная передача установлена между двигателем и редуктором, в схеме по рис. 17.15, б цепная передача установлена после редуктора. Рационально ли определено место цепной и ременной передач в приводах? Может быть, следует разместить ременную передачу после редуктора, а цепную до редуктора?

Оси, валы, опоры и муфты

17.67. На рис. 17.16, а, б схематически показаны два конструктивных решения узла оси канатного блока. Какое из этих решений при данной нагрузке позволяет получить ось меньшего диаметра?

17.68. Диаметр вала увеличили на 20%. Насколько возросла его прочность на кручение? А жесткость?

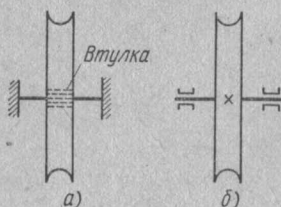


Рис. 17.16

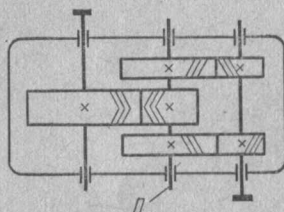


Рис. 17.17

17.69. Диаметр выходного конца быстроходного вала редуктора $d_B = 30$ мм, то же тихоходного $d_T = 60$ мм. Материал валов одинаков. Передаточное число редуктора $i = 10$. Не учитывая к.п.д. зацепления и факторов, влияющих на величину предела выносливости, указать, какой из валов имеет больший коэффициент запаса прочности на кручение.

17.70. Передаточное число между двумя валами $i = 45$; их диаметры $d_1 = 25$ мм, $d_2 = 35$ мм. К. п. д. передачи $\eta = 0,95$. Равнопрочны ли валы на кручение?

17.71. Передаточное число редуктора $i = 8$. Во сколько раз (примерно) диаметр выходного конца тихоходного вала должен быть больше диаметра выходного конца быстроходного вала? Указанные части валов работают только на кручение.

17.72. Показать характер эпюры крутящих моментов для промежуточного вала П (рис. 17.17) двухступенчатого редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью.

17.73. Принимая в первом приближении, что диаметр промежуточного вала Π (рис.17.18) цилиндрического двухступенчатого редуктора по всей длине постоянен, указать опасное сечение вала.

17.74. В задаче на расчет вала цилиндрического косозубого колеса приведен чертеж (рис.17.19) и дано следующее указание к расчету:

„влияние продольных сил при расчете не учиты-

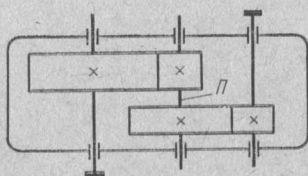


Рис. 17.18

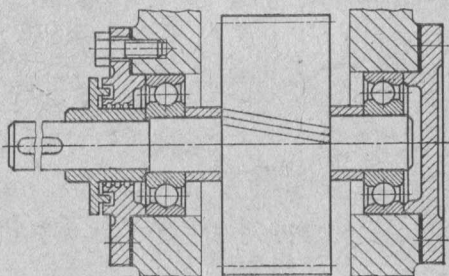


Рис. 17.19

вать”. Есть ли смысл при заданной конструкции давать такое указание?

17.75. На рис.17.20 показаны осевое и радиальное усилия, действующие на косозубое цилиндрическое колесо (ведомое). В каком направлении вращается колесо? Как направлено действующее на него окружное усилие?

17.76. Учащийся, рассчитывая валы конической зубчатой передачи, допустил ошибку — не учел влияния осевых усилий, возникающих в зацеплении, на изгиб валов. Для какого из валов — шестерни или колеса — эта ошибка существеннее?

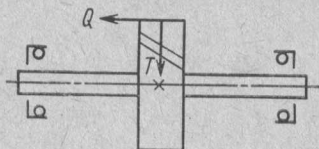


Рис. 17.20

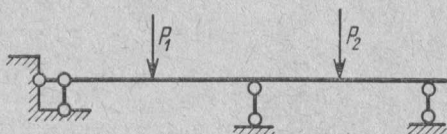


Рис. 17.21

17.77. Трехопорный вал, схема и нагрузки которого показаны на рис.17.21, решили рассчитывать приближенно, рассматривая его при построении эпюр изгибающих моментов как две отдельные двухопорные балки. Для частичной компенсации ошибки, получающейся от принятия указанной расчетной схемы, предложено несколько изменить величину допускаемого напряжения. Следует ли увеличить или уменьшить допускаемое напряжение по сравнению с принимаемым при более точном расчете, т. е. при рассмотрении вала как статически неопределимой балки?

17.78. При проверочном расчете на жесткость вала, который было намечено изготовить из стали 40, оказалось, что жесткость недостаточна. Для того чтобы не увеличивать диаметр вала, было предложено заменить сталь 40 на сталь 40ХН. Правильно ли это предложение?

17.79. Какие существуют возможности для повышения жесткости вала без изменения его диаметра?

17.80. В рекомендациях по величинам требуемых коэффициентов запасов прочности, принимаемых при расчете валов, сказано что более высокие значения $[n]$ следует принимать, в частности, в тех случаях, когда предъявляются повышенные требования к жесткости рассчитываемого вала. Как обосновать это указание?

17.81. Размеры шипа вала при $\frac{l}{d} \leq 1$ были определены из расчетов на среднее давление и нагрев; проверка этого шипа на изгиб не производилась. При каком условии это допустимо?

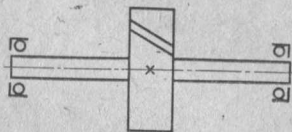


Рис. 17.22

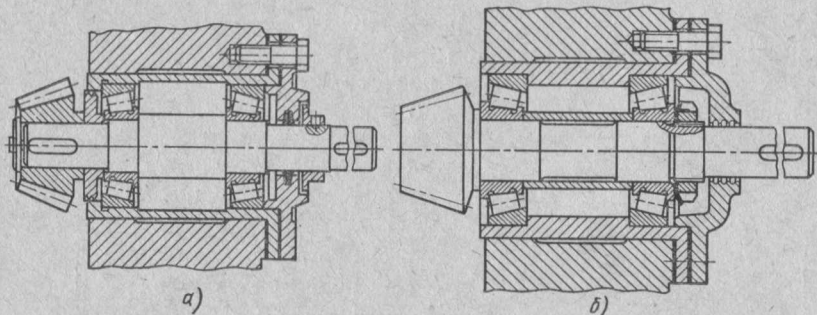


Рис. 17.23

17.82. Изменение динамической вязкости η смазки в зависимости от температуры выражается формулой

$$\eta = \frac{i}{(0,1t^\circ \text{C})^3} \text{ кгс} \cdot \text{с/м}^2.$$

Какой коэффициент должен быть принят в этой формуле взамен 0,1, если вязкость определяется в $\text{кгс} \cdot \text{с/см}^2$?

То же, если вязкость определяется в $\text{Н} \cdot \text{с/м}^2$?

$$i = \text{const} (i = 1,4 \div 2,8).$$

17.83. Вал косозубого цилиндрического редуктора монтируется на поставленных „враспор“ двух одинаковых радиально-упорных подшипниках (рис.17.22). Нужно ли для подбора подшипников знать направление вращения вала? А для расчета вала на прочность?

17.84. Какой из подшипников вала (рис. 17.23, а) конической прямозубой шестерни воспринимает осевое усилие, возникающее в зацеплении? То же, вала по рис. 17.23, б.

17.85. Не производя расчетов, указать, какой из подшипников А или Б промежуточного вала П цилиндрического прямозубого редуктора (см. рис. 17.18) нагружен больше.

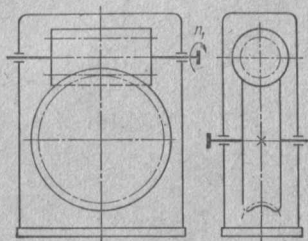


Рис. 17.24

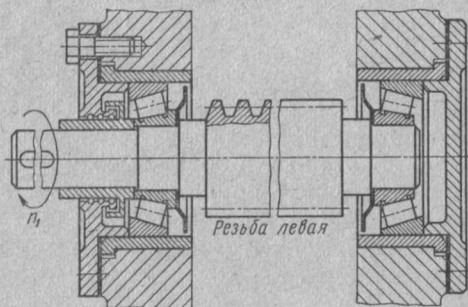


Рис. 17.25

17.86. Для уменьшения габаритов подшипникового узла был принят подшипник, имеющий динамическую грузоподъемность C на 20% ниже требуемой по расчету при заданной теоретической долговечности L_h . Насколько примерно (в процентах) теоретическая долговечность принятого подшипника будет ниже предварительно намеченной?

17.87. Какой из двух одинаковых радиально-упорных подшипников вала червячного колеса при указанном на рис. 17.24 направлении вращения червяка, имеющего левую резьбу, нагружен сильнее? Показать направление вращения колеса.

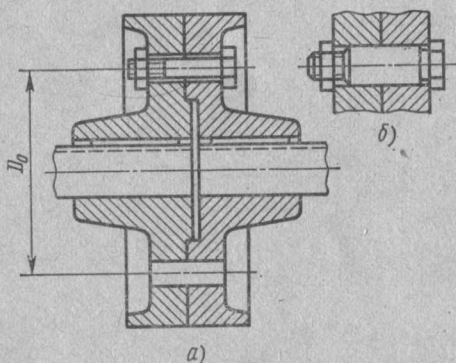


Рис. 17.26

17.88. Какой из подшипников вала червяка по рис. 17.25 несет большую радиальную нагрузку? Колесо расположено над червяком.

17.89. На сборочном чертеже редуктора размер в месте посадки внешнего кольца шарикового подшипника в корпус указан так: $\phi 120 C_{II}$. В системе вала или отверстия выполняется эта посадка?

На рабочем чертеже корпуса редуктора диаметр расточки гнезда для указанного подшипника дан в виде $\phi 120 A$. Верно ли это?

17.90. Как изменится требуемый диаметр болтов дисковой муфты (рис. 17.26, а), если по окружности того же диаметра поставить прежнее количество болтов, но такого типа, как показано на рис. 17.26,б? В чем заключается принципиальное отличие расчета болтов в первом и втором вариантах?

17.91. Как повлияет на величину требуемого диаметра болтов уменьшение размера D_0 , если применить болты, показанные на рис. 17.26, б?

17.92. Из двух многодисковых фрикционных муфт одна является предохранительной, а вторая обеспечивает возможность запуска двигателя без нагрузки и включается до 50 раз в смену. Материал поверхностей трения указанных муфт одинаков. При расчете какой из них может быть принято более высокое значение допускаемого давления?

17.93. Внутренний и наружный диаметры дисков фрикционной муфты увеличивают в 1,5 раза. Во сколько раз возрастает допускаемое значение передаваемого муфтой момента? А если увеличить в 1,5 раза число пар поверхностей трения?

Редукторы

17.94. Почему в редукторе (рис. 17.27) зубчатые колеса быстходной ступени сделаны более узкими, чем зубчатые колеса тихоходной ступени?

17.95. Какая смазка — жидкая или консистентная — предусмотрена для подшипниковых узлов червяка в конструкции, изображенной на рис. 17.25?

17.96. В червячном редукторе (рис. 17.28, а) крышка центрирована в корпусе буртом, а в зубчатом редукторе (рис. 17.28, б) крышка буртом не центрируется (есть зазор).

Каким образом осуществлено центрирование крышки в корпусе зубчатого редуктора?

17.97. Подшипники редуктора (рис. 17.28, а) смазываются консистентной смазкой. Какие особенности конструкции позволяют сделать такое заключение? Есть ли возможность пополнять смазку, не снимая крышек подшипниковых узлов?

17.98. Какой из подшипников ведущего вала редуктора (рис. 17.29) воспринимает осевое усилие? Как это усилие передается на крышку подшипникового узла?

17.99. Как осуществлено предохранение от самоотвинчивания резьбовой крышки подшипникового узла тихоходного вала редуктора, изображенного на рис. 17.29? Действует ли на эту крышку

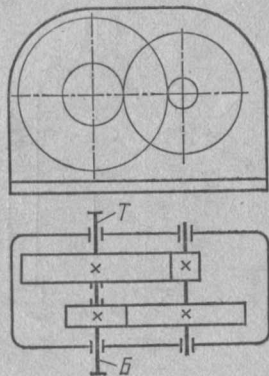


Рис. 17.27

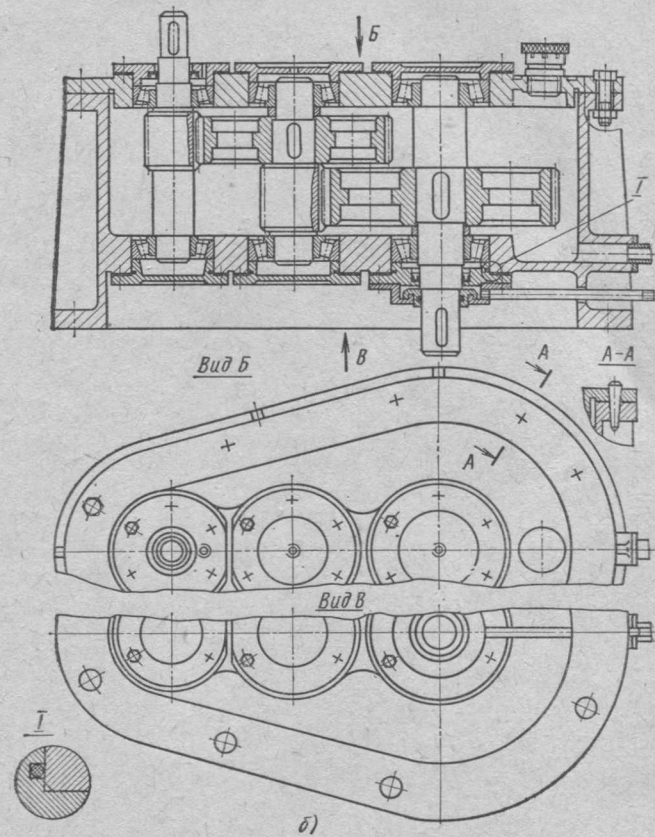
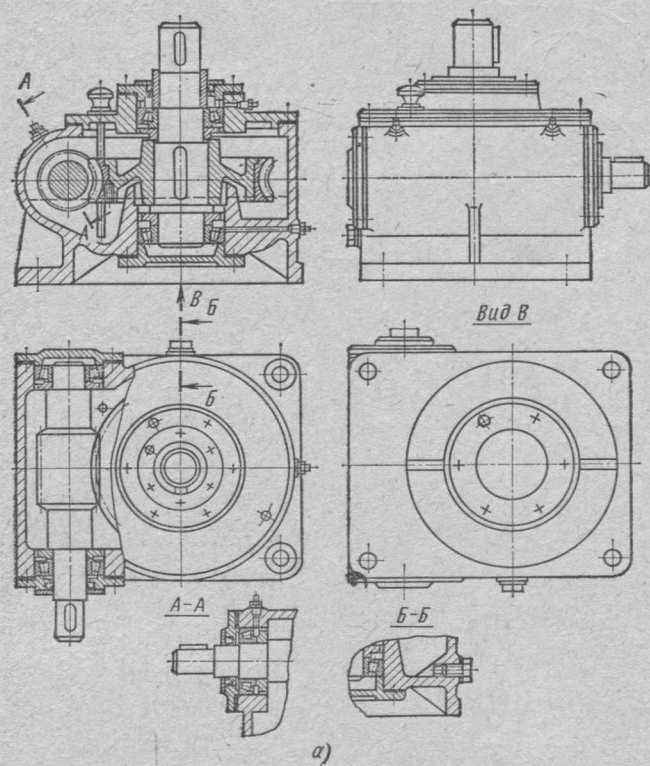


Рис. 17.28

осевое усилие? Какой из подшипников ведомого вала воспринимает осевое усилие? Каково назначение втулок в подшипниковом узле ведомого вала?

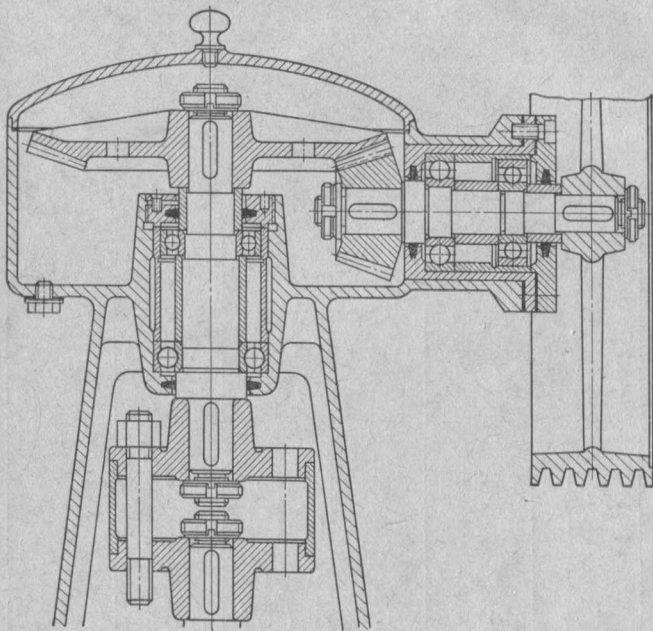


Рис. 17.29

17.100. Как обосновать необходимость гайки на правом нарезанном конце вала в конструкции, изображенной на рис. 17.30?

17.101. Осевое усилие, действующее на косозубую шестерню, изображенную на рис. 17.30, направлено справа налево; как

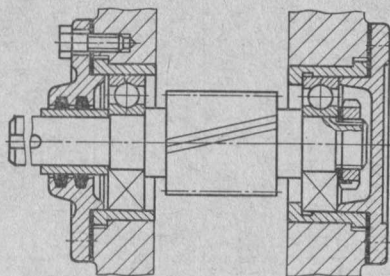


Рис. 17.30

передается это усилие на корпус редуктора? Как обеспечить передачу указанного усилия, если подшипники будут установлены в корпусе без стаканов?

ПРИЛОЖЕНИЯ

П1. ЗАКЛЕПКИ С ПОЛУКРУГЛОЙ ГОЛОВКОЙ (НОРМАЛЬНОЙ ТОЧНОСТИ)

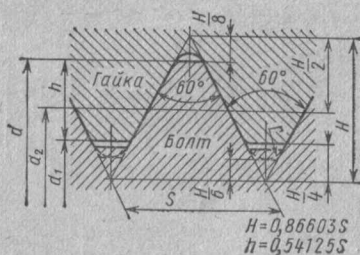
Диаметр заклепки d , мм (по ГОСТ 10299—68)	Диаметр сверления под за- клепки d_0 , мм			Диаметр заклепки d , мм (по ГОСТ 10299—68)	Диаметры сверления под за- клепки d_0 , мм		
	Элементы точной механики и прибо- рострое- ния	Машино- строение и станко- строение	Грубая сборка		Элементы точной механики и прибо- рострое- ния	Машино- строение и станко- строение	Грубая сборка
3	3,1	3,3	3,5	(14)	14,5	15	15
(3,5)	3,6	3,8	4,0	16	16,5	16,5	17,0
4	4,1	4,3	4,5	(18)	18,5	18,5	19,0
5	5,1	5,5	5,7	20	21	21	21
6	6,2	6,5	6,7	22	23	23	24
8	8,2	8,5	8,7	24	25	25	26
10	10,5	11,0	11,0	(27)	28	28	29
12	12,5	13,0	13,0	30	31	31	32

П2. КОЭФФИЦИЕНТЫ φ ПРОДОЛЬНОГО ИЗГИБА ЦЕНТРАЛЬНО СЖАТЫХ СТЕРЖНЕЙ

Гибкость стержня λ	Ст3, Ст4	Ст5	14Г2, 15ГС, 10Г2С, 10Г2СД, 15ХСНД	Гибкость стержня λ	Ст3, Ст4	Ст5	14Г2, 15ГС, 10Г2С, 10Г2СД, 15ХСНД
0	1,00	1,00	1,00	110	0,52	0,43	0,39
10	0,99	0,98	0,98	120	0,45	0,37	0,33
20	0,97	0,96	0,95	130	0,40	0,32	0,29
30	0,95	0,93	0,92	140	0,36	0,28	0,25
40	0,92	0,89	0,89	150	0,32	0,25	0,23
50	0,89	0,85	0,84	160	0,29	0,23	0,21
60	0,86	0,80	0,78	170	0,26	0,21	0,19
70	0,81	0,74	0,71	180	0,23	0,19	0,17
80	0,75	0,67	0,63	190	0,21	0,17	0,15
90	0,69	0,59	0,54	200	0,19	0,15	0,13
100	0,60	0,50	0,46	210	0,17	0,14	0,12
				220	0,16	0,13	0,11

ПЗ. РЕЗЬБА МЕТРИЧЕСКАЯ (ГОСТ 9150—59)

Размеры в мм



Номинальный диаметр резьбы d	Резьбы с крупным шагом				Резьбы с мелким шагом		
	Шаг резьбы S	Внутренний диаметр d_1	Средний диаметр d_2	Расчетная площадь сечения винта F , см ²	Шаг резьбы S	Внутренний диаметр d_1	Средний диаметр d_2
6	1	4,918	5,350	0,178	0,75	5,188	5,513
8	1,25	6,647	7,188	0,329	1	6,918	7,350
10	1,5	8,376	9,026	0,523	1,25	8,647	9,188
12	1,75	10,106	10,863	0,763	1,25	10,647	11,188
(14)	2	11,835	12,701	1,045	1,5	12,376	13,026
16	2	13,835	14,701	1,440	1,5	14,376	15,026
(18)	2,5	15,294	16,376	1,750	1,5	16,376	17,026
20	2,5	17,294	18,376	2,260	1,5	18,376	19,026
(22)	2,5	19,294	20,376	2,820	1,5	20,376	21,026
24	3	20,752	22,051	3,240	2	21,835	22,701
(27)	3	23,752	25,051	4,270	2	24,835	25,701
30	3,5	26,211	27,727	5,180	2	27,835	28,701
(33)	3,5	29,211	30,727	6,470	2	30,835	31,701
36	4	31,670	33,402	7,600	3	32,752	34,051
(39)	4	34,670	36,402	8,610	3	35,752	37,051
42	4,5	37,129	39,077	10,450	3	38,752	40,051
(45)	4,5	40,129	42,077	12,260	3	41,752	43,051
48	5	42,752	44,752	13,750	3	44,752	46,051

Примечания: 1. Таблица представляет собой краткое извлечение из ГОСТ 9150—59.

2. Диаметры, заключенные в скобки, по возможности не применять.

3. Резьбы с крупными шагами должны обозначаться буквой М и диаметром, например: М24.

Резьбы с мелкими шагами должны обозначаться буквой М, диаметром или шагом через знак Х, например: М24Х2.

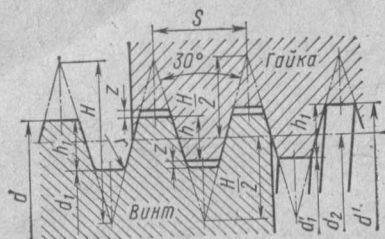
4. Форму впадины болта (ниже размера d_1) выполняют либо плоскосрезанной, либо закругленной с $r = 0,144S$ или $r = 0,108S$.

5. Расчетная площадь сечения болта определяется по формуле

$$F = \frac{\pi d_{\text{вн. ном}}^2}{4}$$

где $d_{\text{вн. ном}} = d - 1,2269S$.

П4. РЕЗЬБА ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ (ГОСТ 9484—73)



Размеры в мм

Наружный диаметр d	Шаг резьбы S	Средний диаметр d_2	Внутренний диаметр d_1	Наружный диаметр d	Шаг резьбы S	Средний диаметр d_2	Внутренний диаметр d_1
16	2	15	13,5	50	3	48,5	46,5
	4	14	11,5		8	46	41
					12	44	37
	2	19	17,5	55	3	53,5	51,5
20	4	18	15,5		8	51	46
					12	49	42
26	2	25	23,5	60	3	58,5	56,5
	5	23,5	20		8	56	51
	8	22	17		12	54	47
32	3	30,5	28,5	70	4	68	65,5
	6	29	25		10	65	59
	10	27	21		16	62	53
36	3	34,5	32,5	80	4	78	75,5
	6	33	29		10	75	69
	10	31	25		16	72	62
40	3	38,5	36,5	90	5	87,5	84
	6	37	33		12	84	77
	10	35	29		20	80	68
44	3	42,5	40,5	100	5	97,5	94
	8	40	35		12	94	87
	12	38	31		20	90	78

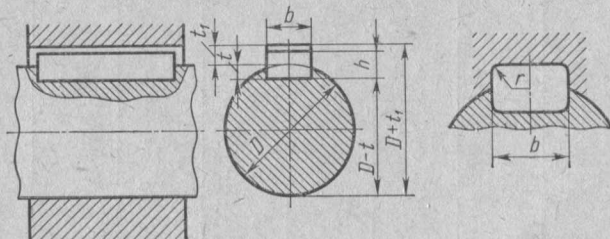
Примечания: 1. Таблица представляет собой извлечение из ГОСТ 9484—73.
 2. По ГОСТ 9484—73 шаг резьбы обозначен через P .
 3. Соотношения между элементами резьбы: $H = 1,866S$; $h_1 = 0,5S + z$; $h = 0,5S$; $d_2 = d - 0,5S$; $d_1 = d - 2h_1$; $d' = d + 2z$; $d'_1 = d - S$; $z = 0,25$ мм при $S \leq 4$ мм; $z = 0,5$ мм при $S = 5 \div 12$ мм; $z = 1$ мм при $S \geq 16$ мм.
 4. Обозначение резьбы диаметром 60 мм и шагом 12 мм: *Трап. 60×12*;
 То же, резьбы трехходовой левой диаметром 80 мм и шагом 10 мм:
Трап. 80×(3×10) лев.

П5. ДОПУСКАЕМЫЕ ОСЕВЫЕ НАГРУЗКИ в кН ДЛЯ ЗАТЯНУТЫХ БОЛТОВ С МЕТРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБой ПРИ НЕКОНТРОЛИРУЕМОЙ ЗАТЯЖКЕ

Тип резьбы	Марка стали					Тип резьбы	Марка стали				
	Ст3	A12	45	40X	30XН3		Ст3	A12	45	40X	30XН3
M6	0,75	0,80	1,20	1,75	2,00	M24	23,0	25,0	40,0	56,0	64,0
M8	1,40	1,50	2,20	3,40	3,90	M27	33,0	36,0	53,0	74,0	84,0
M10	2,40	2,60	3,80	5,60	6,40	M30	45,0	49,0	74,0	100	114
M12	3,60	3,90	5,80	8,50	9,70	M33	56,0	61,0	92,0	124	141
M14	5,00	5,40	8,50	13,0	15,00	M36	70,0	76,0	110	150	170
M16	7,50	8,0	12,0	19,0	21,0	M39	90,0	97,0	140	192	217
M18	10,0	10,9	16,0	25,0	28,5	M42	100	109	159	210	240
M20	14,0	15,0	24,0	35,0	40,0	M45	117	127	189	245	280
M22	19,0	20,5	32,0	46,0	52,0	M48	132	143	210	276	316

Примечание. При пользовании таблицей влияние деформации кручения болтов при затяжке учитывать не следует.

П6. ШПОНКИ ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ



Размеры сечений шпонок и пазов в мм (по ГОСТ 8788—68)

Диаметр вала d	Сечение шпонки		Глубина паза		r	
	b	h	Вал t	Втулка t_1	наим.	наиб.
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8	0,16	0,25
» 22 » 30	8	7	4,0	3,3	0,16	0,25
» 30 » 38	10	8	5,0	3,3	0,25	0,4
» 38 » 44	12	8	5	3,3	0,25	0,4
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8	0,25	0,4
» 50 » 58	16	10	6	4,3	0,25	0,4
» 58 » 65	18	11	7	4,4	0,25	0,4
» 65 » 75	20	12	7,5	4,9	0,4	0,6
» 75 » 85	22	14	9	5,4	0,4	0,6
» 85 » 95	25	14	9	5,4	0,4	0,6
» 95 » 110	28	16	10	6,4	0,4	0,6

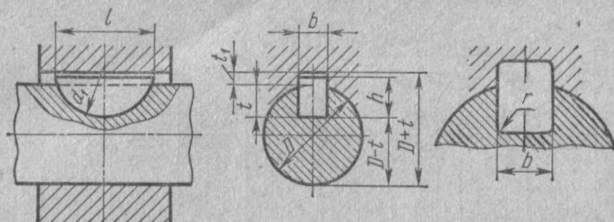
Примечания: 1. Длины призматических шпонок выбирают из ряда (по ГОСТ 8790—68):

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 мм.

2. Таблица приведена с сокращениями против ГОСТ 8788—68, в котором даны размеры сечений для диаметров валов от 5 до 630 мм и длины до 500 мм.

3. Примеры условного обозначения призматических шпонок (при $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $t = 100$ мм) со скругленными торцами: Шпонка 18×11×100 ГОСТ 8789—68; с плоскими торцами: Шпонка Б 18×11×100 8789—68.

П7. ШПОНКИ СЕГМЕНТНЫЕ



Размеры шпонок и пазов в мм (по ГОСТ 8794—68)

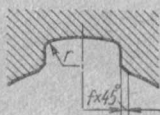
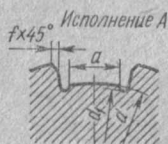
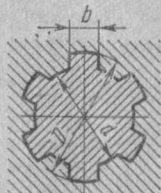
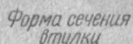
Диаметр вала d	Номинальные размеры шпопки				Глубина паза		r	
	b	h	d_1	l	Вал t	Втулка t_1	наим.	наиб.
Св. 12 до 17	5	6,5	16	15,7	4,5	2,3	0,16	0,25
		7,5	19	18,6	5,5			
		9,0	22	21,6	7,0			
		10	25	24,5	8,0			
Св. 17 до 22	6	9	22	21,6	6,5	2,8	0,16	0,25
		10	25	24,5	7,5			
		11	28	27,3	8,5			
		13	32	31,4	10,5			
Св. 22 до 30	8	11	28	27,3	8	3,3	0,16	0,25
		13	32	31,4	10			
		15	38	37,1	12			
Св. 30 до 38	10	13	32	31,4	10	3,3	0,25	0,40
		15	38	37,1	12			
		16	45	43,1	13			
		17	55	50,8	14			
Св. 38 до 44	12	19	65	59,1	16	3,3	0,25	0,40

Примечания: 1. Размеры шпонок по ГОСТ 8795—68.

2. Справочные данные приведены с сокращениями.

Пример условного обозначения; Шпопка сегм. 6×10 ГОСТ 8795—68.

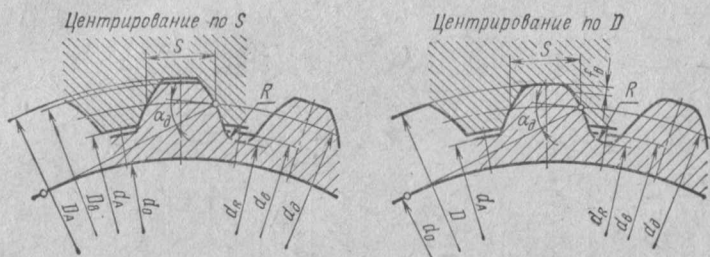
(по ГОСТ 1139—58)



Примечания: 1. Размер a дан для валов в исполнении А соединений легкой и средней серии при изготовлении методом обкатывания.
2. Размер r у валов в исполнении В дан для случаев, когда вал изготавливается не методом обкатывания.
3. Боковые стороны каждого зуба вала должны быть параллельны оси симметрии зуба до пересечения с окружностью диаметра d .
4. Фаска у пазов отверстия втулки может быть заменена закруглением, радиус которого должен быть равен величине f .

П9. РАЗМЕРНЫЙ РЯД ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ (ШЛИЦЕВЫХ) СОЕДИНЕНИЙ

D — номинальный наружный диаметр; m — модуль; z — число зубьев; x — смещение исходного контура.



Размеры в мм (по ГОСТ 6033—51)

D	$m = 1$		$m = 1,5$		$m = 2$		$m = 2,5$		$m = 3,5$		$m = 5$	
	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x
15	14	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
17	16	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20	18	0,5	12	0,25	—	—	—	—	—	—	—	—
22	20	0,5	14	—0,25	—	—	—	—	—	—	—	—
25	24	0	16	—0,25	—	—	—	—	—	—	—	—
28	26	0,5	18	—0,25	12	1	—	—	—	—	—	—
30	28	0,5	18	0,75	14	0	—	—	—	—	—	—
32	30	0,5	20	0,25	14	1	—	—	—	—	—	—
35	34	0	22	0,25	16	0,5	12	1,25	—	—	—	—
38	36	0,5	24	0,25	18	0	14	0,25	—	—	—	—
40	38	0,5	26	—0,25	18	1	14	1,25	—	—	—	—
42	—	—	26	0,75	20	0	16	—0,25	—	—	—	—
45	—	—	28	0,75	22	—0,5	16	1,25	—	—	—	—
50	—	—	32	0,25	24	0	18	1,25	—	—	—	—
55	—	—	36	—0,25	26	0,5	20	1,25	14	1,25	—	—
60	—	—	38	0,75	28	1	22	1,25	16	0,25	—	—
65	—	—	—	—	32	—0,5	24	1,25	18	—0,75	—	—
70	—	—	—	—	34	0	26	1,25	18	1,75	12	2,5
75	—	—	—	—	36	0,5	28	1,25	20	0,75	14	2,0

Примечания: 1. Таблица приведена с сокращением — по ГОСТ 6033—51 $D = 12 \div 400$ мм.

2. Исходные параметры соединения: диаметр делительной окружности $d_d = mz$; профильный угол исходного контура рейки $\alpha_d = 30^\circ$; диаметр основной окружности $d_o = d_d \cos \alpha_d$. Смещение исходного контура рейки $x = \frac{D - m(z + 1)}{2}$. Номинальная толщина зуба $S = \frac{\pi m}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha_d$.

3. Номинальные диаметры окружности впадин вала при плоской впадине $d_B = D - 2,4m$; при закругленной впадине $d_R = D - 2,71m$; окружности впадин отверстия при центрировании по S : $D_A + D + 0,4m$; окружности выступов отверстия $d_A = D - 2m$. Высота фаски при центрировании по D : $f_B = 0,1m$. Радиус закругления впадины $R = 0,47m$.

П10. РАЗМЕРЫ КОЖАНЫХ И ХЛОПЧАТОБУМАЖНЫХ РЕМНЕЙ В ММ

Кожанные (по ОСТ НКЛП 5773/176)		Хлопчатобумажные по ГОСТ 6982—54	
Ширина b	Толщина δ	Ширина b	Толщина δ
20; 25; 30	3	30; 40; 50	4,5; 6,5
40; 50	3,5	60	
60; 70; 80	4	50; 75; 90; 100	4,5; 6,5; 8,5
90; 100	4,5	115; 125; 150	6,5; 8,5
125; 150	5	175	
175; 200; 225		200; 225; 250	8,5
250; 300			

П11. РЕМНИ ПРОРЕЗИНЕННЫЕ ИЗ БЕЛЬТИНГА (ТКАНИ) Б-820 (по ГОСТ 101—54)

Тип	Ширина, мм					Рекомендуемая скорость ремня, м/с
	20; 25; 30 40; 45	50; 60; 70; 75	80; 85; 90; 100	125; 150; 200; 250	250 300	
	Число прокладок					
А	3—5	3—5	3—6	4—6	4—8	≥ 20
Б	2	—	—	4—6 *	4—8	≤ 20
В	3 *	3—5	3—6	4—6	4—8	≤ 15

Примечания: 1. Ремни типа А имеют резиновые прослойки между всеми прокладками. Ремни типа Б изготавливаются как с прослойками, так и без них. Ремни типа В не имеют прослоек. 2. Толщина одной прокладки без резиновой прослойки 1,25 мм, прокладки с резиновой прослойкой 1,5 мм.

* Ремни типа Б шириной 25 мм, и типа В шириной 45 мм не изготавливаются.

П12. ЗНАЧЕНИЯ k_0 И ОТНОШЕНИЯ δ/D_{\min}

Ремень	k_0 , Н/мм ²	δ/D_{\min} (не более)
Кожаный	$2,9-30\delta/D_{\min}$	$\frac{1}{35}$
Прорезиненный	$2,5-10\delta/D_{\min}$	$\frac{1}{40}$
Хлопчатобумажный	$2,1-15\delta/D_{\min}$	$\frac{1}{30}$

**П13. ЗНАЧЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РЕЖИМА РАБОТЫ C_p
ДЛЯ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ ОТ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ПОСТОЯННОГО
ТОКА И ОТ АСИНХРОННЫХ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА
С КОРОТКОЗАМКНУТЫМ РОТОРОМ ПРИ ОДНОСМЕННОЙ РАБОТЕ**

Характер нагрузки	Наименование машин	C_p
Пусковая нагрузка — до 120% нормальной; рабочая нагрузка почти постоянная	Вентиляторы, центробежные насосы и компрессоры; токарные, сверлильные и шлифовальные станки; ленточные транспортеры	1,0
Пусковая нагрузка — до 150% нормальной; рабочая нагрузка с небольшими колебаниями	Станки фрезерные, револьверные и автоматы; поршневые насосы и компрессоры с относительно тяжелыми маховиками; пластинчатые транспортеры	0,9
Пусковая нагрузка — до 200% нормальной; рабочая нагрузка со значительными колебаниями	Станки строгальные и долбежные, поршневые насосы и компрессоры с относительно легкими маховиками; транспортеры винтовые и скребковые; элеваторы; винтовые и эксцентриковые прессы	0,8
Пусковая нагрузка — до 300% нормальной. Весьма неравномерная и ударная рабочая нагрузка	Подъемники, экскаваторы, драги. Бегуны, глиномылки. Ножницы, молоты, дробилки	0,7

Примечания: 1. При работе в две смены значение C_p снижать на 0,1; при работе в три смены на 0,2.
2. Для привода от синхронных электродвигателей и двигателей внутреннего сгорания значения C_p на 0,1 ниже указанных.

**П14. РАЗМЕРЫ ЧУГУННЫХ ШКИВОВ ДЛЯ ПЛОСКИХ РЕМНЕЙ
(по ГОСТ 17383—72)**

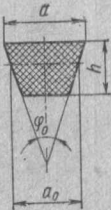
Диаметры шкивов, мм

40	80	160	315	630	1250
45	90	180	355	710	1400
50	100	200	400	800	1600
56	112	224	450	900	1800
63	125	250	500	1000	2000
71	140	280	560	1120	—

Ширина обода шкива B в зависимости
от ширины ремня b , мм

b	40	50	63	71	80	90	100	112	125
B	50	63	71	80	90	100	112	125	140
b	140	160	200	224	250	280	315	355	400
B	160	180	224	250	280	315	355	400	450

П15. КЛИНОВЫЕ РЕМНИ (по ГОСТ 1284—68)

	Тип ремня	Размеры сечения, мм			F , мм ²	Расчетная длина ремня L_0 , мм
		a	a_0	h		
	О	10	8,5	6	47	400—2 500
	А	13	11	8	81	560—4 000
	Б	17	14	10,5	138	800—6 300
	В	22	19	13,5	230	1 800—10 000
	Г	32	27	19	476	3 150—15 000
	Д	38	32	23,5	692	4 500—18 000
	Е	50	42	30	1170	6 300—18 000

Примечания: 1. Размер a_0 относится к нейтральному слою.
2. Площадь поперечного сечения F в ГОСТ 1284—68 не указана. Она определена по размерам a и h при $\varphi = 40^\circ$.

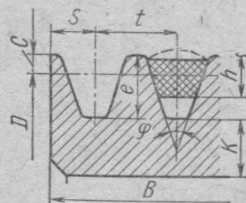
3. Ряд расчетных длин L , мм:

400; (425); 450; (475); 500; (530); 560; (600); 630; (670); 710; (750); 800; (850); 900; (950); 1000; (1060); 1120; (1180); 1250; (1320); 1400; (1500); 1600; (1700); 1800; (1900); 2000; (2120); 2240; (2360); 2500; (2650); 2800; (3000); 3150; (3350); 3550; (3750); 4000; (4250); 4500; (4750); 5000; (5300); 5600; (6000) ... до 18 000.

П16. ВЫБОР ТИПА КЛИНОВОГО РЕМНЯ ПО ПЕРЕДАВАЕМОЙ МОЩНОСТИ И СКОРОСТИ

Передаваемая мощность N , кВт	Скорость ремня v , м/с			Передаваемая мощность N , кВт	Скорость ремня v , м/с		
	до 5	св. 5 до 10	св. 10		до 5	св. 5 до 10	св. 10
	Тип ремня				Тип ремня		
До 1	О, А	О, А	О	Св. 15 до 30	—	В	В, Г
Св. 1 до 2	О, А, Б	О, А	О, А	» 30 » 60	—	Г, Д	В, Г
» 2 » 4	А, Б	О, А, Б	О, А	» 60 » 120	—	Д	Г, Д
» 4 » 7,5	Б, В	А, Б	А, Б	» 120 » 200	—	Д, Е	Г, Д
» 7,5 » 15	В	Б, В	Б, В	≥ 200	—	—	Д, Е

П17. ШКИВЫ ДЛЯ КЛИНОВЫХ РЕМНЕЙ (по ГОСТ 1284—68). Размеры в мм



Тип ремня	c	e	t	s	k	Расчетные диаметры D шкивов при угле φ°			
						34	36	38	40
О	2,5	10	12	8	5,5	63—71	80—100	112—160	180
А	3,5	12,5	16	10	6	90—112	125—160	180—400	450
Б	5	16	20	12,5	7,5	125—160	180—224	250—500	560
В	6	21	26	17	10	200	224—315	355—630	710
Г	8,5	28,5	37,5	24	12	—	315—450	500—900	1000
Д	10	34	44,5	29	15	—	500—560	630—1120	1250
Е	12,5	43	58	38	18	—	—	800—1400	1600

Примечания 1. Размеры c , e , s , t , k не распространяются на шкивы для вертикальных и полуперекрестных передач, а также на сварные шкивы.

2. Расчетные диаметры D (диаметры окружностей, проходящих через центры тяжести сечений ремня, находящегося на шкиве) выбирают из ряда 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3350, 4000.

Диаметр меньшего шкива D_m , мм	Тип ремня	k_0		Диаметр меньшего шкива D_m , мм	Тип ремня	k_0	
		при $\sigma_0 = 1,2 \text{ Н/мм}^2$	при $\sigma_0 = 1,50 \text{ Н/мм}^2$			при $\sigma_0 = 1,2 \text{ Н/мм}^2$	при $\sigma_0 = 1,50 \text{ Н/мм}^2$
71 80 ≥ 90	О	1,45 1,57 1,65	1,62 1,74 1,86	315 355 400 ≥ 450	Г	1,51 1,42 1,91 1,92	1,67 1,93 2,16 2,24
100 112 ≥ 125	А	1,51 1,61 1,70	1,67 1,80 1,91	500 560 ≥ 630	Д	1,51 1,72 1,92	1,67 1,93 2,24
140 160 ≥ 180	Б	1,51 1,67 1,74	1,67 1,88 2,05	800 900 ≥ 1000	Е	1,51 1,73 1,92	1,67 1,95 2,24
200 224 250 ≥ 280	В	1,51 1,69 1,84 1,91	1,67 1,89 2,07 2,24				

Примечание. При числе пробегов $u < 5$ в секунду можно принимать $\sigma_0 = 1,5 \text{ Н/мм}^2$; при u свыше 5 до 10 в секунду следует принимать $\sigma_0 = 1,2 \text{ Н/мм}^2$.

m				
1	(2,75)	4,5	9	16
1,25	2	5	10	18
1,5	(3,25)	5,5	11	20
1,75	3,5	6	12	
2	(3,75)	6,5	13	
2,25	4	7	14	
2,5	(4,25)	8	15	

Примечание. Значения модулей, указанные в скобках, желательно не применять.

П20. КОЭФФИЦИЕНТ ФОРМЫ ЗУБА y ДЛЯ НЕКОРРЕГИРОВАННОГО

20-ГРАДУСНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПРИ $f_0 = \frac{h'}{m_n} = 1,0 *$

Число зубьев	Зубчатые колеса и шестерни внешнего зацепления и шестерни внутреннего зацепления	Зубчатые колеса с внутренними зубьями	Число зубьев	Зубчатые колеса и шестерни внешнего зацепления и шестерни внутреннего зацепления	Зубчатые колеса с внутренними зубьями
12	0,304	—	35	0,431	0,798
14	0,324	—	40	0,442	0,763
16	0,339	—	45	0,451	0,734
18	0,354	—	50	0,457	0,713
20	0,372	—	65	0,472	0,669
22	0,383	—	80	0,478	0,636
24	0,395	—	100	0,481	0,610
26	0,404	—	150	0,490	0,576
28	0,411	—	300	0,496	0,543
30	0,416	0,846	Рейка	0,523	—

* При $f_0 = \frac{h'}{m_n} = 0,8$ величину коэффициента y следует разделить на 0,8 (h' — высота головки зуба).

**П21. МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СТАЛЕЙ НЕКОТОРЫХ МАРОК,
ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности σ_B , Н/мм ²	Предел текучести σ_T , Н/мм ²	Твердость HB	Термообработка
Ст5	До 100	530	270	140—165	—
	100—300	490	260		
	300—500	450	230		
	500—750	440	220		
Ст6	До 100	630	300	170—217	—
	100—300	590	300		
	300—500	550	280		
	500—750	530	270		
35	До 100	510	270	140—187	Нормализация
	100—300	490	260		
	300—500	470	240		
	500—700	450	230		
40	До 100	550	280	152—207	Нормализация
	100—300	530	270		
	300—500	510	260		
	500—700	490	250		
45	До 100	590	300	167—217	Нормализация
	100—300	570	290		
	300—500	550	280		
	500—700	530	270		
45	40—60	780—880	540	223—250	Улучшение
	60—90	730—830	440	207—236	
	90—120	680—780	390	194—222	
	180—250	640—740	340	180—207	
50	До 100	610	320	180—229	Нормализация
	100—300	590	300		
	300—500	570	290		
50	До 200	790	540	258—310	Улучшение
55	До 100	690	330	185—229	Нормализация
	100—300	630	320		
	300—500	610	310		
50Г	До 150	640	370	190—229	Нормализация
	150—400	610	320		
50Г	До 100	140	410	241—285	Улучшение
	100—200	690	390		
30ХГС	До 60	980	840	215—229	Нормализация
	100—160	890	690		

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности $\sigma_{в'}$, Н/мм ²	Предел текучести $\sigma_{т'}$, Н/мм ²	Твердость <i>HВ</i>	Термообработка
30ХГС	До 140 150—300	1020 930	840 740	235—280	Улучшение
35Х	До 60 60—100 100—200	940 740 690	740 490 440	190—241	Нормализация
35Х	До 200	740	490	220—260	Улучшение
40Х	До 60 100—200 200—300 300—600	980 760 740 690	790 490 490 440	200—230	Нормализация
40Х	До 120 120—150 150—180 180—250	880—988 830—930 780—860 730—830	690 590 540 490	257—285 243—271 230—257 215—243	Улучшение
40ХН	До 60 60—100 100—300 300—500	980 840 790 740	790 590 570 550	220—250	Нормализация
40ХН	До 150 150—180 180—250	880—980 830—930 790—880	690 590 540	265—295 250—280 235—265	Улучшение
Отливки из углеродистой стали					
35Л	—	490	270	≥ 143	Нормализация
40Л	—	520	290	≥ 147	
45Л	—	540	310	≥ 153	
50Л	—	510	330	≥ 174	
55Л	—	630	340	155—217	

П22. МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ОТЛИВОК ИЗ СЕРОГО ЧУГУНА

Марка	$\sigma_{вр}$, Н/мм ²	$\sigma_{ви}$, Н/мм ²	HВ
	не менее		
СЧ 12-28	118	275	143—229
СЧ 15-32	147	314	163—229
СЧ 18-36	177	353	170—229
СЧ 21-40	206	392	170—241
СЧ 24-44	236	432	170—241
СЧ 28-48	275	471	170—241

**П23. РЕКОМЕНДУЕМЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ [n]
ДЛЯ РАСЧЕТА НА ИЗГИБ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ
ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**

Материал и термообработка	[n]
Отливки стальные или чугунные, термически необработанные	1,9
Отливки стальные или чугунные, подвергнутые отжигу, нормализации или улучшению	1,7
Поковки стальные, подвергнутые нормализации или улучшению	1,5
Поковки стальные, зубья подвергнуты объемной закалке . . .	1,8
Поковки и отливки стальные термообработанные, зубья имеют твердую поверхность ($\geq HB\ 350$) и вязкую сердцевину . . .	2,2

**П24. ЭФФЕКТИВНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ КОНЦЕНТРАЦИИ
НАПРЯЖЕНИЙ k_σ У КОРНЯ ЗУБА**

Материал и термообработка	k_σ
Стальные зубчатые колеса, подвергнутые нормализации или улучшению (большие значения при более высоком σ_B) . . .	1,4—1,6
Стальные зубчатые колеса, зубья подвергнуты объемной закалке	1,8
Стальные зубчатые колеса, зубья подвергнуты цементации, азотированию или цианированию (включая выкружку зуба) . .	1,2
Чугунные зубчатые колеса	1,2

**П25. ВЫБОР СТЕПЕНИ ТОЧНОСТИ В ЗАВИСИМОСТИ
ОТ ОКРУЖНОЙ СКОРОСТИ**

Вид передачи	Форма зубьев	Твердость поверхностей зубьев колеса (большого) HB	Степень точности (по нормам плавности)			
			6	7	8	9
			Окружная скорость v , м/с, не более			
Цилиндрическая	Прямые	≤ 350	18	12	6	4
		> 350	15	10	5	3
	Непрямые	≤ 350	36	25	12	8
		> 350	30	20	9	6
Коническая	Прямые	≤ 350	10	7	4	3
		≤ 350	9	6	3	2,5
		> 350				

П26. ЗНАЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА $K_{дин}$

Колеса прямозубые

Степень точности колес		Твердость зубьев колеса $HВ$	Окружная скорость v , м/с			
цилиндри- ческих	кони- ческих		до 1	св. 1 до 3	св. 3 до 8	св. 8 до 12
7	6	До 200 200—350 > 350	1	1,3 1,2 1,2	1,5 1,4 1,3	1,6 1,5 1,4
8	7	До 200 200—350 > 350	1,1 1	1,4 1,3	1,6 1,5	— —
9	8	До 200 200—350 > 350	1,2 1,1 1,1	1,5 1,4 1,4	— — —	— — —

Колеса косозубые и шевронные

Степень точности	$HВ$	Окружная скорость v , м/с			
		До 2	2—3	3—8	8—12
6	≤ 350 > 350	1	1	1	1,1 1
7	≤ 350 > 350	1	1	1	1,2 1,1
8	≤ 350 > 350	1 1	1,1 1,1	1,3 1,2	1,4 1,3

П27. РЕКОМЕНДУЕМЫЕ ПАРАМЕТРЫ РЕДУКТОРОВ

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ РЕДУКТОРЫ
(по ГОСТ 2185—66) (приводится с сокращениями)

Ступень	Межосевое расстояние, мм											
Быстроходная a_B	40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	225	250
Тихоходная a_T	63	80	100	125	160	200	225	250	280	315	355	400
Передаточные чис- ла одной пары	2 (2,24); 2,5 (2,8); 3,15 (3,55); 4 (4,5); 5 (5,6); 6,3 (7,1); 8,0 (9,0)											

Конические прямозубые (по ГОСТ 12289—66) (приводится с сокращениями)																					
d_2 , мм			80		100		125		140		160		180		200						
Относительная ширина зубчатого венца			при i		1		1,12		1,25		1,4		1,6		1,8		2				
			$\frac{b}{d_2}$		0,2		0,19		0,18		0,18		0,17		0,16		0,16				
d_2 , мм			225		250		280		315		355		400								
Относительная ширина зубчатого венца			при i		2,24		2,5		2,8		3,15		3,55		4						
			$\frac{b}{d_2}$		0,16		0,15		0,15		0,15		0,15		0,15						
Некорригированные цилиндрические червячные редукторы (по ГОСТ 2144—66) (приводится в сокращении)																					
a , мм		80			100			140			160										
m , мм	2	2,5		2,5		4		5		3,5		5		7		4		5		8	
q	16	12		16		10		9		12		10		9		12		10		8	
z_2	64	52		64		40		31		68		46		31		68		54		32	
z_1	1	1—2—4		1		1—2—4				1		1—2—4				1		1—2—4			
a , мм		180					200					225									
m , мм	4	4,5		6		9		5		10		4,5		6		9					
q	14	12		10		8		12		8		16		12		8					
z_2	76	68		50		32		68		32		84		63		42					
z_1	1	1		1—2—4				1		1—2—4		1		1		1—2—4					
a , мм		250				280						315			400						
m , мм	5	10		7		8		10		14		7		10		16					
q	16	8		12		12		10		8		12		12		8					
z_2	84	42		68		58		46		32		78		68		42					
z_1	1	1—2—4				1—2—4						1		1		1—2—4					

**П28. ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА $K_{\text{кц}}$ КОНЦЕНТРАЦИИ НАГРУЗКИ
ДЛЯ НЕПРИРАБАТЫВАЮЩИХСЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**

Расположение зубчатых колес относительно опор	Степень точности зацепления	Относительная ширина b/d_1							
		0,4	0,8	1,0	1,2	1,6	1,8	2	св. 2
Симметричное	6	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,35	1,4
	7	1,05	1,1	1,15	1,25	1,3	1,35	1,45	1,55
	8	1,15	1,2	1,25	1,3	1,4	1,5	1,60	1,65
	9	1,25	1,3	1,35	1,45	1,5	1,6	1,7	1,8

Расположение зубчатых колес относительно опор	Степень точности зацепления	Относительная ширина b/d_1							
		0,4	0,8	1,0	1,2	1,6	1,8	2	св. 2
Несимметричное или консольное, хотя бы одного из зуб- чатых колес	6	1,15	1,25	1,3	1,3	1,35	1,4	1,45	—
	7	1,2	1,3	1,35	1,35	1,4	1,45	1,5	—
	8	1,3	1,4	1,5	1,5	1,55	1,6	1,7	—
	9	1,4	1,55	1,6	1,6	1,65	1,75	1,85	—

Примечание. Для конических зубчатых колес b — ширина зубчатого венца (длина зуба); $d_1 = d_{1cp}$ — средний диаметр по делительному конусу.

П29. ОСЕВОЙ МОДУЛЬ m И КОЭФФИЦИЕНТ ДИАМЕТРА ЧЕРВЯКА
(по ГОСТ 2144—66)

m	q	m	q	m	q
2	10, 12, (14), 16	5	9, (10), 12, 16	12	8, 10, 12
2,5		6	9, 10, (12), 14	14	(8), 10
3	10, 12, (14)	7	9, 10, 12	16	8, 9
3,5	(10), 12, 14	8	8, 9, 10, 12	20	7,5
4	9, 10, 12	9	8, 10, 12		
	(14), 16	10			

Примечание. Значений q , помещенных в скобках, следует по возможности избегать. Значения m приведены только из 1-го предпочтительного ряда.

**П30. КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ f И УГОЛ ТРЕНИЯ ρ ПРИ РАБОТЕ
ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА ИЗ ФОСФОРИСТОЙ БРОНЗЫ
ПО СТАЛЬНОМУ ЧЕРВЯКУ**

$v_{ск}, \text{ м/с}$	f	ρ	$v_{ск}, \text{ м/с}$	f	ρ
0,01	0,11—0,12	6°17'—6°51'	2,0	0,035—0,045	2°00'—2°35'
0,10	0,08—0,09	4°34'—5°09'	2,5	0,030—0,040	1°43'—2°17'
0,25	0,065—0,075	3°43'—4°17'	3,0	0,028—0,035	1°36'—2°00'
0,5	0,055—0,065	3°09'—3°43'	4,0	0,023—0,030	1°19'—1°43'
1,0	0,045—0,055	2°35'—3°09'	7,0	0,018—0,026	1°02'—1°29'
1,5	0,04—0,05	2°17'—2°52'			

Примечания: 1. Меньшие значения следует принимать при шлифованном или полированном червяке.
2. При венце колеса из безоловянной бронзы табличные значения следует увеличивать на 30—50%.

**ПЗ1. МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ОСНОВНЫЕ ДОПУСКАЕМЫЕ
 КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ $[\sigma]_K$ И ОСНОВНЫЕ ДОПУСКАЕМЫЕ
 НАПРЯЖЕНИЯ ИЗГИБА $[\sigma_0]_H$ И $[\sigma_{-1}]_H$ ДЛЯ МАТЕРИАЛОВ
 ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС**

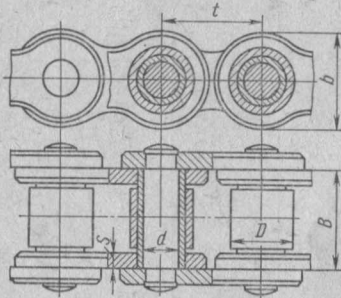
Марка бронзы, латуни или чугуна	Способ отливки	Предел прочно- сти σ_B , Н/мм ²	Предел текуще- сти σ_T , Н/мм ²	Допускаемые напряжения, Н/мм ²					
				при твердости червяка $< HRC45$			при твердости чер- вяка $> HRC 45$		
				$[\sigma_0]_H$	$[\sigma_{-1}]_H$	$[\sigma]_K$	$[\sigma_0]_H$	$[\sigma_{-1}]_H$	$[\sigma]_K$
Бр. ОФ 10-1	В землю	177	98	39	28	128	49	35	157
Бр. ОФ 10-1	В кокиль	255	147	57	41	186	71	51	221
Бр. ОНФ	Центро- бежный	284	167	64	45	206	80	56	246
Бр. ОЦС6-6-3	В землю	147	—	35	25	111	45	32	133
Бр. АЖ9-4Л	В землю	392	196	80	63	—	98	75	—
Бр. АЖ9-4Л	В кокиль	490	236	84	69	—	108	83	—
СЧ 12-28	В землю	118	—	33	20	—	41	25	—
СЧ 15-32	То же	147	—	37	23	—	47	29	—
СЧ 18-36	»	177	—	42	26	—	53	33	—
СЧ 21-40	»	206	—	47	29	—	59	36	—

**ПЗ2. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ДЛЯ ЧЕРВЯЧНЫХ
 КОЛЕС ИЗ УСЛОВИЯ СТОЙКОСТИ ПРОТИВ ЗАЕДАНИЯ**

Материалы		$[\sigma]_K$, Н/мм ² , при скорости скольжения $v_{ск}$, м/с							
венца червячно- го колеса	червяка	0,25	0,5	1	2	3	4	6	
Бр. АЖ9-4Л	Сталь, $> HRC 45$	—	182	180	173	167	160	150	
СЧ 12-28 или СЧ 15-32	СЧ 15-32 СЧ 18-36 СЧ 21-40	196	184	170	140	—	—	—	

Материалы		$[\sigma]_K$, Н/мм ² , при скорости скольжения $v_{ск}$, м/с						
венца червячного колеса	червяка	0,25	0,5	1	2	3	4	6
СЧ 15-32 или СЧ 18-36	Сталь 20 или 20Х цемен- тованная	155	128	113	84	—	—	—
СЧ 12-28 или СЧ 15-32	Сталь 45 или Ст6	140	113	100	70	—	—	—

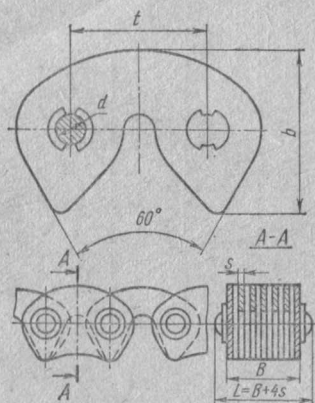
ПЗ3. ЦЕПИ РОЛИКОВЫЕ (по ГОСТ 10947—64)



Размеры в мм

t	D	d	b	B	s	Q_B , кН	q , кг/м
12,7	8,51	4,45	11,81	8,90	1,7	18	1,35
15,875	10,16	5,08	14,73	10,11	1,8	23	1,85
19,05	11,91	5,96	18,08	17,75	2,5	25	2,90
25,4	15,88	7,95	24,13	22,61	3,3	50	5,01
31,75	19,05	9,55	30,18	27,46	4,2	70	7,31
38,1	22,23	11,12	26,10	35,46	5,0	100	11,0
44,45	25,40	12,72	42,24	37,19	5,8	130	14,36
50,8	28,58	14,29	48,26	45,21	6,7	160	19,10

ПЗ4. ЦЕПИ ЗУБЧАТЫЕ (размеры в мм)



Шаг цепи t	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
Толщина пластины s	1,5	2	1,5	2,0	2,0
Диаметр валика d	3,45	3,9	4,9	5,9	7,9
b	13,4	16,7	10	13	17
Масса 1 м цепи на 1 см ширины q в кг/см	0,6	0,72	0,86	1,15	1,43
Разрушающая нагрузка, кН на 1 см ширины G_B	1,01	1,25	1,5	2,0	2,5
Ширина B цепи с боковыми направляющими пластинами	22,5	30	45	57	69
	28,5	38	57	67	81
	34,5	46	60	81	93
	40,5	54	81	93	105
	46,5	62	93	105	117
	52,5	70			

ПЗ5. РЕКОМЕНДУЕМОЕ ЧИСЛО ЗУБЬЕВ z_1 МАЛОЙ ЗВЕЗДОЧКИ

Тип цепи	Передаточное число					z_{1min}
	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	
Втулочно-роликовая . .	31—27	27—25	25—23	23—21	21—17	13 (9)
Зубчатая	40—31	35—31	31—27	27—23	23—19	17 (13)

П36. ДОПУСКАЕМОЕ ЧИСЛО УДАРОВ [и] В СЕКУНДУ

Тип цепи	Шаг цепи t , мм							
	12,7	15,87	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Роликовая	60	50	35	30	25	20	15	15
Зубчатая	80	65	50	30	25	—	—	—

П37. ЗНАЧЕНИЯ ДОПУСКАЕМОГО ДАВЛЕНИЯ [р], Н/мм²

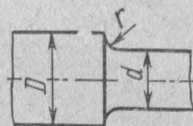
- а) для роликовых цепей при $z_1 = 15 \div 30$;
 б) для зубчатых цепей при $z_1 = 17 \div 35$

Частота вращения меньшей звездочки, об/мин, не более	Шаг цепи t , мм						
	12,7—15,87		19,05—25,4		31,75—38,1		44,45—50,8
	а	б	а	б	а	б	а
50	34,3	19,6	34,3	19,6	34,3	19,6	34,3
200	30,9	17,6	29,4	16,7	28,1	16,1	25,7
400	28,1	16,1	25,7	14,7	23,7	13,7	20,6
600	25,7	14,7	22,9	12,9	20,6	11,8	17,2
800	23,7	13,7	20,6	11,8	18,1	10,3	14,7
1000	22,0	12,9	18,6	10,8	16,3	9,32	—
1200	20,6	11,8	17,2	9,81	14,7	8,43	—
1600	18,1	10,3	14,7	8,43	—	—	—
2000	16,3	9,32	—	4,12	—	—	—

П38. ЗНАЧЕНИЯ МАСШТАБНОГО ФАКТОРА ($\epsilon_\sigma \approx \epsilon_\tau$) В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ДИАМЕТРА ДЕТАЛИ

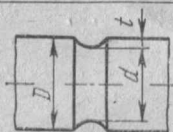
Материал	$\epsilon_\sigma \approx \epsilon_\tau$ при d , мм							
	10	20	30	40	50	70	100	200
Углеродистая сталь $\sigma_B = 400 \div 500$ Н/мм ²	0,98	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,63
Углеродистая и легированная сталь $\sigma_B = 500 \div 800$ Н/мм ²	0,97	0,89	0,85	0,81	0,78	0,73	0,68	0,61
Легированная сталь $\sigma_B = 800 \div 1200$ Н/мм ²	0,95	0,86	0,81	0,77	0,74	0,69	0,65	0,59
Легированная сталь $\sigma_B = 1200 \div 1400$ Н/мм ²	0,94	0,83	0,77	0,73	0,70	0,66	0,62	0,57

**П39. ЭФФЕКТИВНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ КОНЦЕНТРАЦИИ
НАПРЯЖЕНИЙ ДЛЯ ВАЛОВ С ГАЛТЕЛЯМИ**



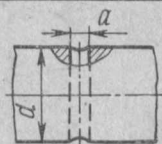
$\frac{D}{d}$	$\frac{r}{d}$	Коэффициент концентрации напряжений при изгибе k_σ для валов из стали, имеющей σ_B , Н/мм ²			Коэффициент концентрации напряжений при кручении k_τ для валов из стали, имеющей σ_B , Н/мм ²		
		≤ 500	800	≥ 1000	≤ 500	800	≥ 1000
1,05	0,02	1,70	1,88	2,05	1,24	1,29	1,33
	0,05	1,48	1,57	1,63	1,15	1,18	1,20
	0,10	1,28	1,33	1,36	1,08	1,10	1,12
	0,15	1,20	1,23	1,25	1,06	1,08	1,09
	0,20	1,16	1,20	1,22	1,05	1,06	1,07
1,1	0,02	2,0	2,24	2,47	1,40	1,52	1,62
	0,05	1,64	1,70	1,75	1,25	1,28	1,30
	0,10	1,37	1,42	1,45	1,12	1,16	1,18
	0,15	1,27	1,31	1,34	1,09	1,12	1,14
	0,20	1,20	1,24	1,27	1,06	1,08	1,10
1,25	0,02	2,12	2,68	3,10	1,64	1,73	1,80
	0,05	1,81	1,97	2,10	1,40	1,45	1,48
	0,10	1,47	1,54	1,60	1,20	1,27	1,32
	0,15	1,35	1,40	1,43	1,15	1,20	1,24
	0,20	1,30	1,32	1,34	1,09	1,13	1,16
1,5	0,02	2,42	—	—	1,76	1,97	2,14
	0,05	1,91	2,06	2,20	1,48	1,56	1,62
	0,10	1,53	1,61	1,67	1,24	1,32	1,38
	0,15	1,38	1,44	1,48	1,19	1,25	1,29
	0,20	1,33	1,36	1,38	1,10	1,18	1,24

**ПА0. ЭФФЕКТИВНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ КОНЦЕНТРАЦИИ
НАПРЯЖЕНИЙ ДЛЯ ВАЛОВ И ОСЕЙ С ВЫТОЧКАМИ**



$\frac{t}{r}$	$\frac{r}{d}$	Коэффициент концентрации напряжений при изгибе k_σ для валов из стали, имеющей σ_B , Н/мм ²			Коэффициент концентрации напряжений при кручении k_τ для валов из стали, имеющей σ_B , Н/мм ²		
		≤ 500	800	≥ 1000	≤ 500	800	≥ 1000
0,5	0,02	1,77	2,02	2,22	1,46	1,61	1,73
	0,05	1,72	1,87	1,98	1,43	1,52	1,60
	0,10	1,59	1,69	1,77	1,36	1,42	1,46
	0,15	1,45	1,53	1,59	1,27	1,32	1,36
	0,20	1,37	1,41	1,45	1,22	1,25	1,27
1,0	0,02	1,85	2,12	2,35	1,51	1,67	1,81
	0,05	1,80	1,96	2,10	1,48	1,58	1,66
	0,10	1,65	1,76	1,85	1,39	1,47	1,51
	0,15	1,50	1,58	1,65	1,30	1,35	1,39
	0,20	1,45	1,48	1,50	1,27	1,29	1,30
2,0	0,02	1,92	2,21	2,46	1,56	1,73	1,87
	0,05	1,86	2,03	2,19	1,51	1,62	1,71
	0,10	1,70	1,82	1,92	1,42	1,50	1,56
	0,15	1,54	1,63	1,70	1,33	1,38	1,42
	0,20	1,48	1,52	1,54	1,29	1,30	1,32

**ПА1. ЭФФЕКТИВНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ
ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ С ПОПЕРЕЧНЫМИ ОТВЕРСТИЯМИ**



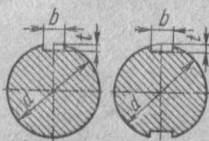
Характер нагружения	$\frac{a}{d}$	Предел прочности материала вала σ_B , Н/мм ²			
		500	600	800	1000
Изгиб k_σ	0,05—0,10	1,90	1,95	2,05	2,15
	0,15—0,25	1,74	1,77	1,86	1,95
Кручение k_τ	0,05—0,25	1,75	1,78	1,83	1,92

Примечания: 1. Номинальные значения нормальных и касательных напряжений следует определять по нетто сечению, вычисляя моменты сопротивления по формулам

$$W_{\text{нетто}} \approx \frac{\pi d^3}{32} \left(1 - 1,54 \frac{a}{d} \right); \quad W_{\text{к нетто}} \approx \frac{\pi d^3}{16} \left(1 - \frac{a}{d} \right).$$

2. При растяжении (сжатии) детали k_σ можно приближенно принимать по этой таблице; номинальные напряжения следует определять по площади сечения нетто.

П42. ЭФФЕКТИВНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ИЗГИБЕ И КРУЧЕНИИ ДЛЯ ВАЛОВ И ОСЕЙ СО ШПОНОЧНЫМИ КАНАВКАМИ



Предел прочности вала $\sigma_B, \text{Н/мм}^2$	k_σ	k_τ	Моменты сопротивления сечений нетто *	
			при одной канавке	при двух канавках
500	1,50	1,40	$W_{\text{нетто}} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$W_{\text{нетто}} \approx \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$
600	1,60	1,50		
700	1,72	1,60		
800	1,80	1,70	$W_{\text{к нетто}} \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$W_{\text{к нетто}} \approx \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$
900	1,90	1,80		
1000	2,00	1,90		

* Номинальные значения нормальных и касательных напряжений следует вычислять по сечениям нетто.

П43. КОЭФФИЦИЕНТЫ СНИЖЕНИЯ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ ПРИ ИЗГИБЕ $\left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\right)$ И ПРИ КРУЧЕНИИ $\left(\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\right)$ ДЛЯ ВАЛОВ И ОСЕЙ У КРАЕВ НАСАЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ

Диаметр вала, мм	Посадка	$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ при $\sigma_B, \text{Н/мм}^2$						$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$ при $\sigma_B, \text{Н/мм}^2$					
		50	60	70	80	90	100	50	60	70	80	90	100
≤ 30	Пр	2,50	2,75	3,0	3,25	3,50	3,75	1,90	2,05	2,20	2,35	2,50	2,65
	Н	1,88	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	1,58	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09
	С	1,63	1,79	1,95	2,11	2,38	2,44	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86
50	Пр	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26
	Н	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	1,87	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57
	С	1,98	2,18	2,38	2,57	2,78	3,0	1,60	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20
≥ 100	Пр	3,29	3,60	3,94	4,25	4,60	4,90	2,37	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34
	Н	2,46	2,70	2,96	3,20	3,46	3,98	1,88	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80
	С	2,13	2,34	2,56	2,76	3,0	3,18	1,68	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31

Примечания: 1. Для посадки внутренних колец подшипников качения следует принимать значения $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ и $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}$, соответствующие прессовой посадке.

2. При наличии в зоне напрессовки ослаблений (шпоночная канавка и т. п.) значения W и W_k следует вычислять по сечению нетто.

П44. ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА РЕЖИМА К ДЛЯ МУФТ

Машины	К
Транспортеры ленточные	1,25—1,50
Транспортеры цепные, скребковые и винтовые	1,50—2,0
Вентиляторы и насосы центробежные	1,25—2,0
Насосы и компрессоры поршневые	2,0—3,0
Станки металлообрабатывающие с непрерывным движением . .	1,25—1,50
Станки металлообрабатывающие с возвратно-поступательным движением; станки деревообделочные	1,50—2,50
Мельницы шаровые, дробилки, молоты, ножницы	2,0—3,0
Краны, подъемники, элеваторы	3,0—4,0

П45. КОЭФФИЦИЕНТ ЗАПАСА СЦЕПЛЕНИЯ β ДЛЯ СЦЕПНЫХ МУФТ

Наименование машин	β
Металлорежущие станки	1,3—1,5
Автомобили	1,2—2
Тракторы	2,0—3,5
Компрессоры, вентиляторы, поршневые насосы, деревообделочные станки	1,3—1,7
Механизмы подъемно-транспортных машин:	
муфты, включаемые без нагрузки	1,25—1,35
муфты, включаемые под нагрузкой	1,35—1,50

П46. МУФТЫ СЦЕПНЫЕ С КУЛАЧКАМИ ТРАПЕЦЕИДАЛЬНОГО ПРОФИЛЯ

Размеры в мм (см. рис. 15.7)

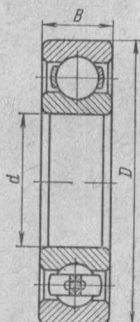
Условия работы	Число кулачков z	Наружный диаметр D	Ширина кулачка $a = \frac{D - D_1}{2}$	Высота кулачка h
Ручное включение и выключение	7	35 40—45 50	6 7 8	4
	9	55 60 и 70	8 10	4

Условия работы	Число кулачков z	Наружный диаметр D	Ширина кулачка $a = \frac{D - D_1}{2}$	Высота кулачка h
Автоматическое или ручное включение	5	40 50—55	5—8 5—10	4
	7	60—90	5—10	6
При работе с небольшими скоростями	7	40 45—55	5—8 5—10	4
	9	60—90	5—10	6
Допускаемые значения $[\sigma]_{\text{и}}$ и $[p]$ в Н/мм ² для закаленных кулачков при включении				
$[\sigma]_{\text{и}}$	На ходу $0,25\sigma_T$		Не на ходу $0,6\sigma_T$	
$[p]$	30		80	

П47. ЗНАЧЕНИЯ f и $[p_0]$ ДЛЯ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ

Материал и условия работы	Коэффициент трения f	$[p_0]$, Н/мм ²
<i>Работа со смазкой</i>		
Закаленная сталь по закаленной стали	0,08	0,6—0,8
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,08	0,6—0,8
Бронза по закаленной стали	0,08	0,4—0,5
Сталь по текстолиту	0,15	0,4—0,6
<i>Работа без смазки</i>		
Асбестовые обкладки по стали или чугуну	0,3—0,35	0,2—0,25
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,15	0,25—0,30
<p>Примечание. Расчетное значение $[p] = [p_0] k$, где k — коэффициент, учитывающий влияние на $[p]$ окружной скорости v_c фрикционного диска (или конуса) на среднем диаметре:</p> <p>при v_c, м/с 1 2 2,5 3 4 6 8 10</p> <p> k 1,35 1,08 1,0 0,94 0,81 0,75 0,68 0,63</p>		

п48. ШАРИКОПОДШИПНИКИ РАДИАЛЬНЫЕ ОДНОЯРДНЫЕ



Условное обозначение подшипников	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Динамиче- ская грузо- подъемность <i>C</i> , кН	Статическая грузоподъ- емность <i>C</i> ₀ , кН	Условное обозначение подшипников	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	Динамиче- ская грузо- подъемность <i>C</i> , кН	Статическая грузоподъ- емность <i>C</i> ₀ , кН
	мм						мм				
Особо легкая серия 100											
104	20	42	12	7,21	4,45	212	60	110	22	40,3	30,9
105	25	47	12	7,75	4,92	213	65	120	23	44,0	34,0
106	30	55	13	10,2	6,88	214	70	125	24	47,9	37,4
107	35	62	14	12,2	8,46	215	75	130	25	50,9	41,1
108	40	68	15	12,9	9,26	Средняя серия 300					
Легкая серия 200											
204	20	47	14	9,81	6,18	306	30	72	19	21,6	14,8
205	25	52	15	10,8	6,95	307	35	80	21	25,7	17,6
206	30	62	16	15,0	10,0	308	40	90	23	31,3	22,3
207	35	72	17	19,7	13,6	309	45	100	25	37,1	26,2
208	40	80	18	25,1	17,8	310	50	110	27	47,6	35,6
209	45	85	19	25,2	17,8	311	55	120	29	54,9	41,8
210	50	90	20	27,0	19,0	312	60	130	31	62,9	48,4
211	55	100	21	33,0	20,0	313	65	140	33	71,3	55,6
						314	70	150	35	80,1	63,3
						315	75	160	37	87,3	71,4
						316	80	170	39	94,6	80,1

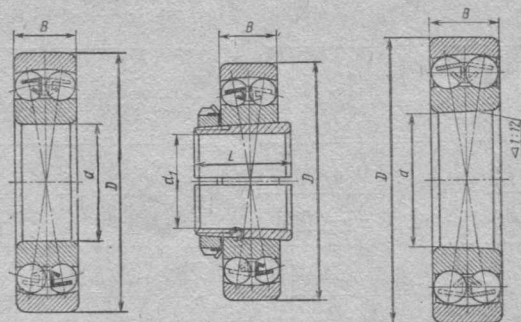
$\frac{A}{C_0}$	<i>Y</i>	<i>e</i>
0,014	2,30	0,19
0,028	1,99	0,22
0,056	1,71	0,26
0,084	1,55	0,28
0,110	1,45	0,30
0,170	1,31	0,34
0,280	1,15	0,38
0,420	1,04	0,42
0,560	1,00	0,44

$$X_0=0,6; \quad Y_0=0,5.$$

$$X=0,56; \quad Y - \text{см. табл. при } \frac{A}{K_R R} > e.$$

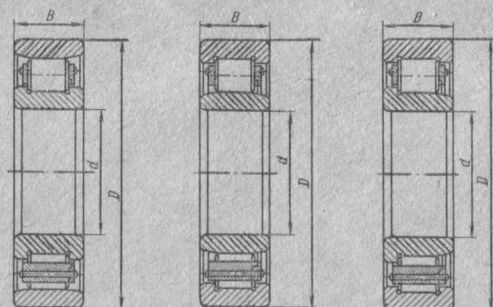
$$X=1,0, \quad Y=0 \text{ при } \frac{A}{K_R R} \leq e.$$

П49. ШАРИКОПОДШИПНИКИ РАДИАЛЬНЫЕ СФЕРИЧЕСКИЕ ДВУХРЯДНЫЕ

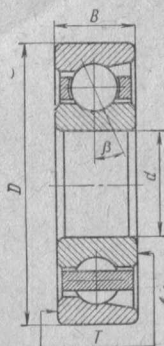


Условное обозначение подшипника			d	d_1	D	B	L	Динамическая грузоподъемность C , кН	$\frac{A}{K_K R} \leq e$		$\frac{A}{K_K R} > e$		e	Статическая грузоподъемность C_0 , кН	Y_0
Тип 1000	Тип 11000	Тип 111000	мм						X	Y	X	Y			
Легкая серия															
1210	11209	111210	50	45	90	20	35	17,4	1	3,134	0,65	4,850	0,214	10,8	3,283
1211	11210	111211	55	50	100	21	37	20,6		3,232		5,002	0,195	13,3	3,386
1212	11211	111212	60	55	110	22	38	23,3		3,407		5,273	0,185	15,5	3,569
1213	11212	111213	65	60	120	23	40	23,9		3,705		5,734	0,170	17,2	3,882
1214	—	—	70	—	125	24	—	26,5		3,509		5,431	0,179	18,7	3,676
1215	11213	111215	75	65	130	25	43	29,9		3,596		5,566	0,175	21,4	3,767
1216	11214	111216	80	70	140	26	46	30,8		3,944		6,105	0,160	23,5	4,132
Средняя серия															
1310	11309	111310	50	45	110	27	42	33,4		2,676		4,141	0,235	17,5	2,803
1311	11310	111311	55	50	120	29	45	39,8		2,696		4,173	0,234	22,4	2,824
1312	11311	111312	60	55	130	31	47	44,9		2,800		4,334	0,225	26,6	2,934
1313	11312	111313	65	60	140	33	50	48,2		2,785		4,311	0,226	29,3	2,918
1314	—	—	70	—	150	35	—	57,5		2,813		4,354	0,224	35,2	2,947
1315	11313	111315	75	65	160	37	55	61,2		—		4,390	0,222	38,3	2,972
1316	11314	111316	80	70	170	39	59	68,5		—		4,515	0,216	42,2	3,056

**П50. РОЛИКОПОДШИПНИКИ РАДИАЛЬНЫЕ С КОРОТКИМИ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ РОЛИКАМИ**



Условное обозначение подшипника			d	D	B	Динамическая грузоподъемность C , кН	Статическая грузоподъемность C_0 , кН
Тип 2000	Тип 32000	Тип 42000	мм				
<i>Легкая узкая серия</i>							
2204	32204	42204	20	35	11	11,6	7,20
2205	—	42205	25	52	15	13,1	8,41
2206	32206	42206	30	62	16	16,9	11,12
2207	—	42207	35	72	17	25,0	17,10
2208	32208	42208	40	80	18	32,9	23,40
2209	32209	—	45	85	19	34,5	25,10
2210	32210	42210	50	90	20	37,8	28,45



Тип 36000 $\beta = 12^\circ$. Тип 46000 $\beta = 26^\circ$

Условное обозначение подшипника		d	D	B	T	Динамическая грузоподъемность C , кН		Статическая грузоподъемность C_0 , кН	
Тип 36000	Тип 46000	мм				Тип 36000	Тип 46000	Тип 36000	Тип 46000
Средняя серия									
36305	46305	25	62	17	17	21,6	20,7	15,9	14,6
36306	46306	30	72	19	19	26,4	25,1	20,0	18,3
36307	46307	35	80	21	21	34,3	32,8	26,9	24,7
36308	46308	40	90	23	23	40,5	38,4	32,8	30,1
36309	46309	45	100	25	25	49,5	47,2	40,2	37,0
36310	46310	50	110	27	27	58,1	55,2	47,9	43,9
—	46311	55	120	29	29	—	67,6	—	56,3
36312	46312	60	130	31	31	81,4	77,3	71,1	65,3
36313	46313	65	140	33	33	92,3	87,3	81,6	74,9
—	46314	70	150	35	35	—	98,1	—	85,3

$\frac{A}{C_0}$	Y	e
0,014	1,81	0,30
0,29	1,62	0,34
0,051	1,46	0,37
0,086	1,34	0,41
0,110	1,22	0,45
0,170	1,13	0,48
0,290	1,04	0,52
0,430	1,01	0,54
0,570	1,00	0,54

Тип 36000

$$X_0 = 0,5; Y_0 = 0,47.$$

$$X = 1;$$

$$Y = \text{см. табл. при } \frac{A}{K_R R} > e.$$

$$X = 1;$$

$$Y = 0 \text{ при } \frac{A}{K_R R} \leq e.$$

Тип 46000

$$X_0 = 0,56; Y_0 = 0,37.$$

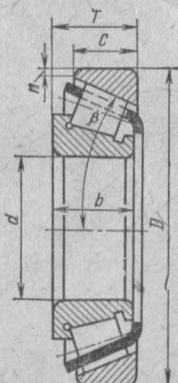
$$X = 1;$$

$$Y = 0,92 \text{ при } \frac{A}{K_R R} > 0,68.$$

$$X = 1;$$

$$Y = 0 \text{ при } \frac{A}{K_R R} \leq 0,68.$$

П52. РОЛИКОПОДШИПНИКИ КОНИЧЕСКИЕ ОДНОРЯДНЫЕ

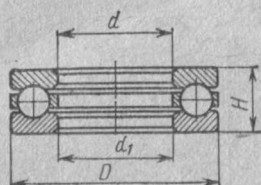


Условное обозначение подшипников	d	D	T		b	c	Динами- ческая грузо- подъем- ность C, кН	Y	e	Статиче- ская грузо- подъем- ность C ₀ , кН	Y ₀		
			наиб.	наим.									
												мм	
Легкая серия													
7206	30	62	17,5	17,0	16	14	29,2	1,645	0,365	21,9	0,905		
7207	35	72	18,5	18,0	17	15	34,5	1,624	0,369	25,8	0,893		
7208	40	80	20,0	19,5	20	16	41,6	1,565	0,383	32,1	0,861		
7209	45	85	20,5	20,0	19	16	41,9	1,450	0,414	32,8	0,798		
7210	50	90	22,0	21,5	21	17	51,9	1,604	0,374	39,8	0,882		
7211	55	100	23,0	22,5	21	18	56,8	1,459	0,411	45,2	0,802		
7212	60	110	24,0	23,5	23	19	70,8	1,710	0,351	32,4	0,940		
7214	70	125	20,5	26,0	26	21	94,0	1,124	0,309	80,5	0,893		
Средняя серия													
7304	20	52	16,5	16,0	16	13	24,5	2,026	0,296	17,4	1,114		
7305	25	62	18,5	18,0	17	15	29,0	1,666	0,360	20,5	0,916		
7306	30	72	21,0	20,5	19	17	39,2	1,780	0,337	29,3	0,979		
7307	35	80	23,0	22,5	21	18	47,2	1,881	0,319	34,6	1,035		
7308	40	90	25,5	25,0	23	20	59,8	2,158	0,278	45,1	1,187		
7309	45	100	27,5	27,0	26	22	74,6	2,090	0,287	58,2	1,150		
7310	50	110	29,5	29,0	29	23	94,7	1,937	0,310	74,4	1,065		
7311	55	120	32,0	31,0	29	25	100	1,804	0,332	79,9	0,992		
7312	60	130	34,0	33,0	31	27	116	1,966	0,305	94,4	1,081		
7313	65	140	36,5	35,5	33	28	131	1,966	0,305	109	1,081		
7314	70	150	38,5	37,5	37	30	165	1,937	0,310	134	1,065		
7315	75	160	40,5	39,5	37	31	174	1,829	0,328	145	1,006		
Средняя широкая серия													
7605	25	62	25,5	25,0	24,0	21,0	44,6	2,194	0,273	35,9	1,205		
7606	30	72	29,0	28,5	29,0	23,0	60,1	1,882	0,319	50,0	1,035		
7607	35	80	33,0	32,5	31,0	27,0	70,2	2,026	0,296	60,3	1,114		
7608	40	90	35,5	35,0	33,0	28,5	78,5	2,026	0,296	65,9	1,114		
7609	45	100	38,5	38,0	36,0	31,0	102	2,058	0,291	88,8	1,131		
7610	50	110	42,5	42,0	40,0	34,0	120	2,026	0,296	106	1,114		

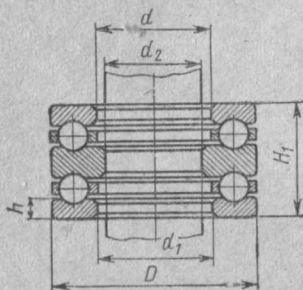
$$X_0 = 0,5; \quad X = 0,4; \quad Y - \text{см. табл. при } \frac{A}{K_R R} > e;$$

$$Y_0 = \text{см. табл.}; \quad X = 1; \quad Y = 0 \text{ при } \frac{A}{K_R R} \leq e; \quad \beta = 12 \div 16^\circ.$$

П53. ШАРИКОПОДШИПНИКИ УПОРНЫЕ



Тип 8000



Тип 38000

Условное обозначение подшипников		Размеры, мм						Динамическая грузоподъемность С, кН	Статическая грузоподъемность С ₀ , кН
Тип 8000	Тип 38000	d	d ₂	D	H	H ₁	h		
		мм							
Особо легкая серия									
8105	—	25		42	11	—	3,2	12,2	25,6
8106	—	30		47	11	—	3,2	13,5	28,6
8107	—	35		52	12	—	3,6	16,4	36,4
8108	—	40		60	13	—	3,6	22,4	49,8
8109	—	45		65	14	—	4,1	23,8	54,9
8110	—	50		70	14	—	4,1	25,1	59,8
Легкая серия									
8206	38206	30	25	52	16	29	4,8	22,5	46,2
8207	38207	35	30	62	18	34	5,0	30,8	66,5
8208	38208	40	30	68	19	36	5,2	36,6	78,0
8209	38209	45	35	73	20	37	5,7	38,6	88,5
8210	38210	50	40	78	22	39	6,3	45,0	103
8211	38211	55	45	90	25	45	7,1	55,4	126
8212	38212	60	50	95	26	46	7,3	64,4	151
Средняя серия									
8305	—	25	—	52	18	—	5,0	25,2	48,9
8306	—	30	—	60	21	—	6,0	32,3	66,6
8307	—	35	—	68	24	—	7,0	40,0	83,4
8308	—	40	—	78	26	—	7,6	50,3	107
8309	—	45	—	85	28	—	8,2	58,1	130
8310	—	50	—	95	31	—	9,1	69,6	161
8311	—	55	—	105	35	—	10,1	90,3	213
8312	—	60	—	110	35	—	10,1	90,3	213

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Биргер И. А. Расчет резьбовых соединений. М., Оборонгиз, 1959, 252 с.
2. Детали машин. М., „Машиностроение“, 1971, 468 с: Авт.: А. Т. Батурин, Г. М. Ицкович, Б. Б. Панич, И. М. Чернин.
3. Детали машин в примерах и задачах. Минск, „Вышэйшая школа“, 1970. Под ред. С. М. Башеева, 488 с.
4. Иванов М. Н. Детали машин. М., „Высшая школа“, 1967, 432 с.
5. Ицкович Г. М. Сопротивление материалов. М. „Высшая школа“, 1970, 488 с.
6. Ицкович Г. М., Винокуров А. И., Барановский Н. В. Сборник задач по сопротивлению материалов. Л., „Судостроение“. 1972, 232 с.
7. Ицкович Г. М., Винокуров А. И., Минин Л. С. Руководство к решению задач по сопротивлению материалов. М., „Высшая школа“, 1970, 544 с.
8. Кифер Л. Г., Абрамович И. И. Грузоподъемные машины, том 1, М., Машгиз, 1956, 488 с.
9. Комаров М. С. Определение расчетных нагрузок производственных механизмов и машин. К.—М., Машгиз, 1958, 176 с.
10. Курсовое проектирование деталей машин. М., „Машиностроение“, 1970; 560 с. Авт.: Г. М. Ицкович, В. А. Киселев, С. А. Чернавский, К. Н. Боков, Б. Б. Панич.
11. Лаханин В. В. Конструирование и расчет на прочность деталей судовых паровых машин. М., Речиздат, 1952, 462 с.
12. Любощиц М. И., Ицкович Г. М. Справочник по сопротивлению материалов, Минск, „Вышэйшая школа“, 1969, 464 с.
13. Павлов Н. Г. Примеры расчета кранов. М.—Л., Машгиз, 1961, 354 с.
14. Поляков В. С., Барбаш И. Д. Муфты. М.—Л., Машгиз, 1960, 348 с.
15. Райко М. В. Расчет деталей и узлов машин. Киев, „Техніка“, 1966, 500 с.
16. Решетов Д. Н. Детали машин. М., „Машиностроение“, 1964, 724 с.
17. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. М., Машгиз, 1963, 462 с.
18. Сидоров А. И. Задачи по деталям машин. М.—Л., Государственное научно-техническое издательство, 1931, 176 с.
19. Сборник задач по деталям машин. М., „Высшая школа“, 1969. Под ред. И. М. Чернина, 288 с.
20. Цехнович Л. И. Сборник задач по деталям машин. Киев „Техніка“, 1968, 180 с.
21. Чернавский С. А. Подшипники скольжения. М., Машгиз, 1963, 244 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Общие указания к условиям и ответам задач	4
Основные обозначения	5
Глава 1. Расчеты на прочность (доц. Г. М. Ицкович)	7
Глава 2. Допуски и посадки (канд. техн. наук доц. М. А. Бонч-Осмоловский)	18
Глава 3. Заклепочные соединения (доц. К. Н. Боков)	27
Глава 4. Сварные соединения (Г. М. Ицкович)	35
Глава 5. Резьбовые соединения и винтовые механизмы (Г. М. Ицкович)	50
Глава 6. Шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения (К. Н. Боков)	86
Глава 7. Фрикционные передачи и вариаторы (М. А. Бонч-Осмоловский)	95
Глава 8. Ременные передачи (д-р техн. наук проф. С. А. Чернавский)	104
Глава 9. Зубчатые передачи (доц. В. А. Киселев)	117
Глава 10. Червячные передачи (В. А. Киселев)	147
Глава 11. Цепные передачи (С. А. Чернавский)	160
Глава 12. Оси и валы (Г. М. Ицкович)	166
Глава 13. Подшипники качения (К. Н. Боков и Г. М. Ицкович)	182
Глава 14. Подшипники скольжения (С. А. Чернавский)	200
Глава 15. Муфты (С. А. Чернавский)	206
Глава 16. Комплексные задачи (Г. М. Ицкович)	217
Глава 17. Задачи — вопросы (Г. М. Ицкович)	236
Приложения	252
Список литературы	285

Георгий Меерович Ицкович,
Сергей Александрович Чернавский,
Вячеслав Александрович Киселев
Кирилл Николаевич Боков,
Михаил Александрович Бонч-Осмоловский

**Сборник задач и примеров
расчета по курсу деталей машин**

Редактор издательства *Т. С. Грачева*
Технический редактор *Н. Ф. Демкина*
Корректор *Л. Я. Шабашова*
Переплет художника *Е. Н. Волкова*

Подписано в печать с матриц 17/IV 1975 г. Т-07416
Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская № 3
Усл. печ. л. 18. Уч.-изд. л. 17,1. Тираж 90 000 экз.
Заказ 1. Цена 66 коп.

Издательство «Машиностроение», 107885,
Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., д. 3.

Ордена Трудового Красного Знамени Ленинград-
ское производственно-техническое объединение
«Печатный Двор» имени А. М. Горького Союз-
полиграфпрома при Государственном комитете
Совета Министров СССР по делам издательств,
полиграфии и книжной торговли, 197136, Ленин-
град, П-136, Гатчинская ул., 26.

**НОВЫЕ КНИГИ
ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН**
выпустит в свет издательство „Машиностроение“
в 1974 году

АНДРЮЩЕНКО В. М. Таблицы для расчета зубчатых передач. 22 л. 1 р. 40 к.

ВАСИЛЬЦОВ Э. А. Бесконтактные уплотнения. 10 л. 55 к.

ВУЛГАКОВ Э. Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. 13 л. 90 к.

ГОЛУБЕВ А. И. Уплотнение вращающихся валов. Изд. 2-е, перераб. и доп. 14 л. 90 к.

Зубчатые и червячные передачи. Под ред. Н. И. Колчина. 25 л. 1 р. 50 к.
Авт.: Н. И. Колчин, В. Л. Вейц, Е. Д. Гинзбург и др.

ИВАНЧЕНКО П. Н., СУШКОВ Ю. А., ВАШЕЦ А. Д. Автоматизация выбора схем планетарных коробок передач. Справочное пособие. 15 л. 1 р.

ПОЛЯКОВ В. С., БАРАБАШ И. Д., РЯХОВСКИЙ С. А. Справочник по муфтам. 25 л. 1 р. 50 к.

Проектирование и расчет динамических систем. Под ред. В. А. Климова. 22 л. 1 р. 40 к. Авт.: В. А. Климов, В. Д. Лекус, В. В. Никольский и др.

РЕШЕТОВ Д. Н. Детали машин. Учебник для машиностроительных вузов. Изд. 3-е перераб. и доп. 44 л. 1 р. 80 к.

СЕМЕНОВ М. В. Кинематические и динамические расчеты исполнительных механизмов. 27 л. 1 р. 60 к.

ФОМИН А. А. Подсчет массы деталей и материалов. Атлас номограмм. Изд. 3-е, перераб. и доп. 30 л. 2 р. 70 к.

Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Справочное пособие. 11 л. 80 к. Авт.: И. А. Болотоский, Б. И. Гурьев, В. Э. Смирнов и др.

Приобретайте книги издательства «Машиностроение» в местных магазинах, распространяющих техническую литературу!

66 коп.



«МАШИНОСТРОЕНИЕ»