

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Детали машин»

А. Т. Бельский, Г. П. Тариков

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

ЗАДАЧНИК

**для практических и самостоятельных занятий
по одноименному курсу для студентов
экономических специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2011

УДК 621.81.001.63(075.8)
ББК 34.42я73
Б44

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 10 от 28.06.2010 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Технология машиностроения» ГГТУ им. П. О. Сухого канд. техн. наук,
доц. *М. П. Кульгейко*

Бельский, А. Т.
Б44 Основы проектирования машин : задачник для практ. и самостоят. занятий по од-
ноим. курсу для студентов экон. специальностей днев. и заоч. форм обучения
/ А. Т. Бельский, Г. П. Тариков. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2011. – 68 с. – Систем. требо-
вания: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ;
Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с
титул. экрана.

ISBN 978-985-420-926-5.

Приведен теоретический материал, необходимый для решения задач по курсу «Основы
проектирования машин» на практических занятиях.

Для студентов экономических специальностей дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.81.001.63(075.8)
ББК 34.42я73

ISBN 978-985-420-926-5

© Бельский А. Т., Тариков Г. П., 2011
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2011

Введение

Рабочей программой по курсу «Основы проектирования машин» для экономических специальностей предусмотрены практические занятия, на которых рассматриваются задачи, связанные с синтезом, анализом и проектированием механических передач

В данной методической разработке приведены необходимые теоретические сведения для решения задач, а также задачи для самостоятельного решения на практических занятиях и дома.

Теоретический материал и задачи приведены по темам курса «Основы проектирования машин»

1. Рычажные механизмы

1.1. Проектирование рычажных механизмов

Шарнирный четырехзвенник. Обозначим длины звеньев механизма следующим образом:

$$AB = l_2; BC = l_3; CD = l_4; AD = l_1.$$

Для положений механизма (рис. 1.1) основные математические зависимости, связывающие размеры звеньев механизма, будут иметь вид:

$$l_3 + l_2 = \sqrt{l_3^2 + l_2^2 - 2l_3l_2 \cos \psi_2};$$

$$l_3 - l_2 = \sqrt{l_3^2 + l_2^2 - 2l_3l_2 \cos \psi_1};$$

$$CC_0 = \sqrt{(l_3 - l_2)^2 + (l_3 + l_2)^2 - 2(l_3 - l_2)(l_3 + l_2) \cos \theta};$$

$$CC_0 = l_4 \sqrt{2(1 - \cos \beta)}; \quad CC_0 = 2l_4 \sin \frac{\beta}{2}; \quad \psi = 180^\circ \frac{k-1}{k+1},$$

где k – коэффициент изменения средней скорости; θ – угол перекрытия.

На рис. 1.2 показаны положения механизма, при которых угол давления принимает максимальное μ_{\max} и минимальное μ_{\min} значения. Математические зависимости, связывающие максимальный μ_{\max} и минимальный μ_{\min} угол давления с размерами звеньев механизма, имеют вид:

$$\mu_{\max} = \arccos \sqrt{\frac{l_3^2 + l_4^2 - (l_1 + l_2)^2}{2l_3l_4}};$$

$$\mu_{\min} = \arccos \sqrt{\frac{l_3^2 + l_4^2 - (l_1 - l_2)^2}{2l_3l_4}}$$

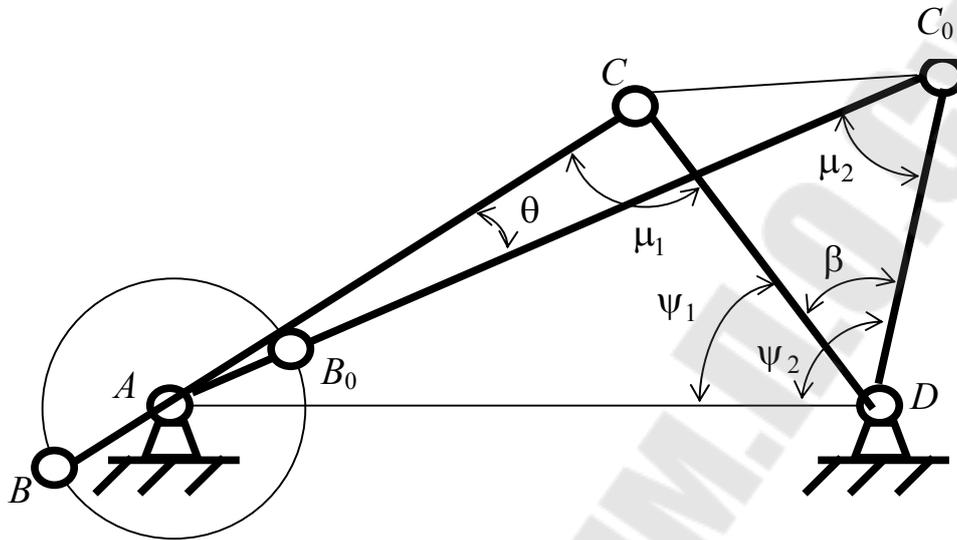


Рис. 1.1

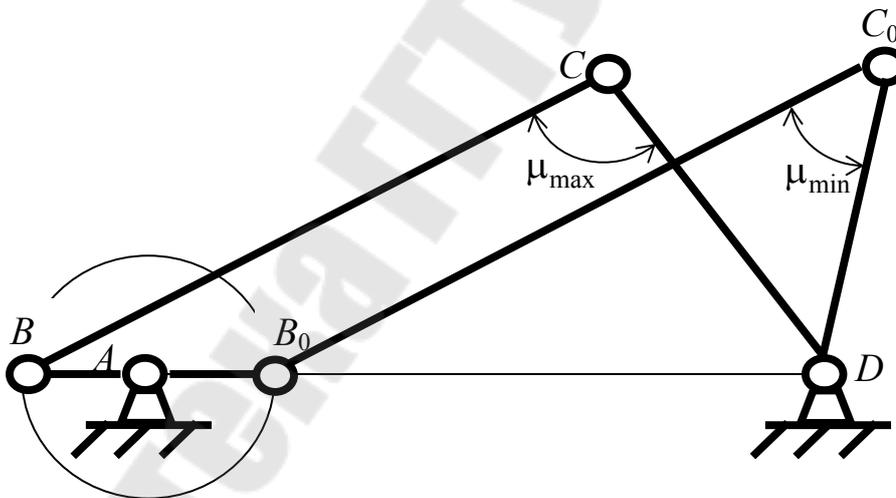


Рис. 1.2

Кривошипно-ползунный механизм. Кривошипно-ползунный механизм бывает центральный (рис. 1.3) и дезаксиальный (рис. 1.4). Обозначим длины звеньев механизма следующим образом:

$$AB = l_2; BC = l_3; C_1C_0 = S, AK = e.$$

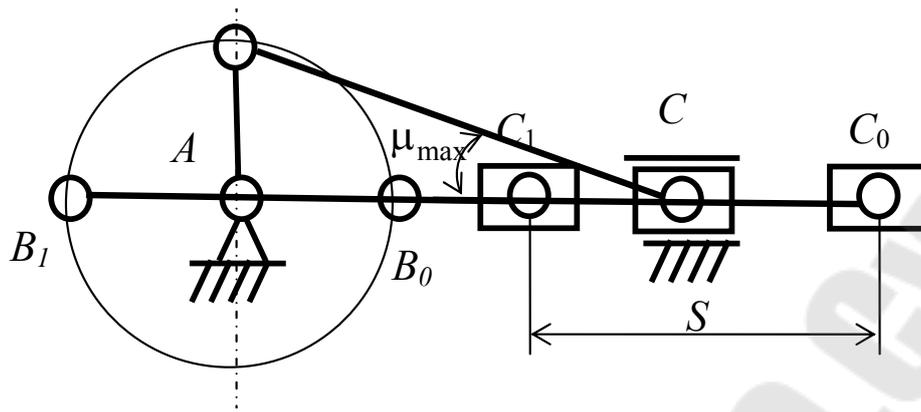


Рис. 1.3

Для центрального кривошипно-ползунного механизма зависимости, связывающие ход ползуна S и максимальный угол давления μ_{\max} с размерами звеньев механизма, имеют вид:

$$S = 2l_2; \quad \mu_{\max} = \arcsin \frac{l_2}{l_3}.$$

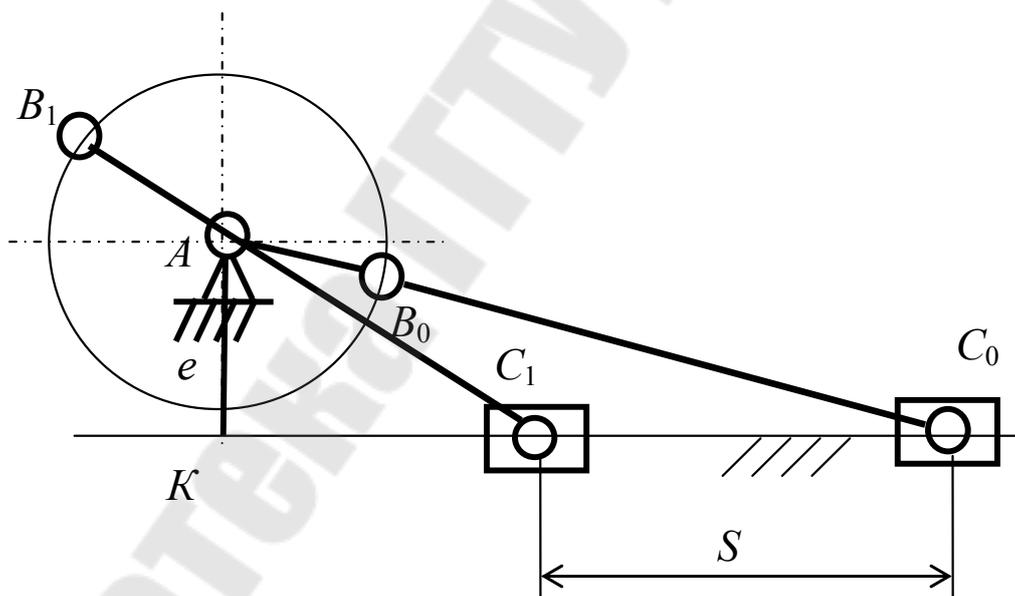


Рис. 1.4

Для дезаксиального механизма имеем следующие зависимости:
– ход ползуна:

$$S = \sqrt{(l_2 + l_3)^2 + e^2} - \sqrt{(l_3 - l_2)^2 + e^2};$$

– максимальный угол давления:

$$\mu_{\max} = \arcsin \frac{l_2 + e}{l_3};$$

– минимальный угол давления:

$$\mu_{\min} = \arcsin \frac{e - l_2}{l_3},$$

если $e > l_2$, и

$$\mu_{\min} = \arcsin \frac{l_2 - e}{l_3},$$

если $l_2 > e$.

Кулисный механизм. Обозначим длины звеньев кулисного механизма (рис. 1.5) следующим образом:

$$AB = l_2; CD = l_3; E_1E_0 = h, AD = l_1.$$

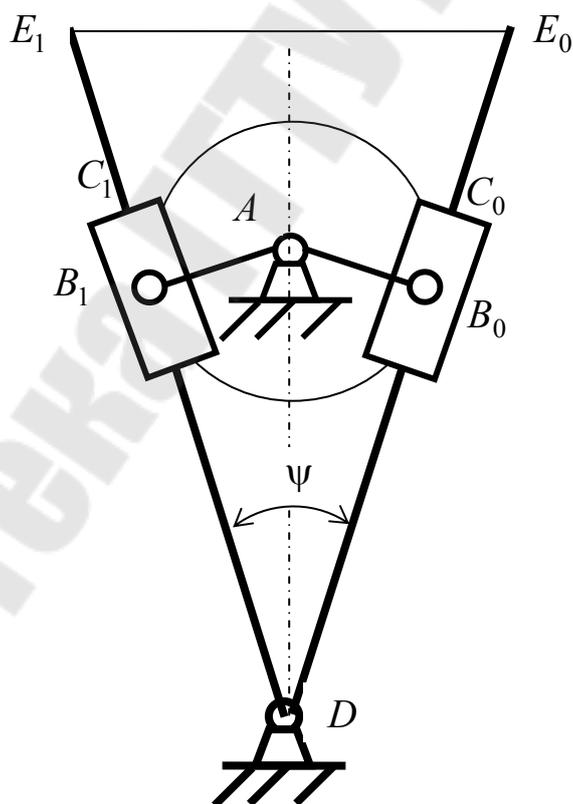


Рис. 1.5

Угол качания кулисы

$$\psi = 180^\circ \frac{k-1}{k+1}.$$

Связь между размерами звеньев кулисного механизма определяются следующими зависимостями:

$$l_2 = l_1 \sin \frac{\Psi}{2}; \quad h = 2l_3 \sin \frac{\Psi}{2}.$$

Для шарнирного четырехзвенника и кривошипно-ползунного механизма их крайние положения будут в том случае, если кривошип AB и шатун BC вытягиваются в одну прямую линию или накладываются друг на друга. Для кулисного механизма крайнее положение будет в том случае, когда кривошип AB с кулисой DE образует прямой угол.

1.2. Построение планов скоростей и ускорений рычажных механизмов

Шарнирный четырехзвенник (рис. 1.6, *a*). Определение скоростей точек звеньев механизма проводим следующим образом: в произвольном месте выбираем полюс p и в сторону вращения кривошипа перпендикулярно звену AB откладываем вектор pb , который в масштабе μ_v изображает скорость точки B (рис. 1.6, *b*).

Для определения масштаба μ_v определим по модулю скорость точки B :

$$V_B = \omega_{AB} \cdot l_{AB},$$

тогда масштаб μ_v будет равен

$$\mu_v = \frac{V_B}{pb}.$$

Скорость точки C определяется путем графического решения системы векторных уравнений:

$$\vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB};$$

$$\vec{V}_C = \vec{V}_D + \vec{V}_{CD},$$

где \vec{V}_{CB} – вектор относительной скорости точки C относительно точки B , которая направлена перпендикулярно звену BC ; \vec{V}_{CD} – вектор относительной скорости точки C относительно точки D , которая направлена перпендикулярно звену CD .

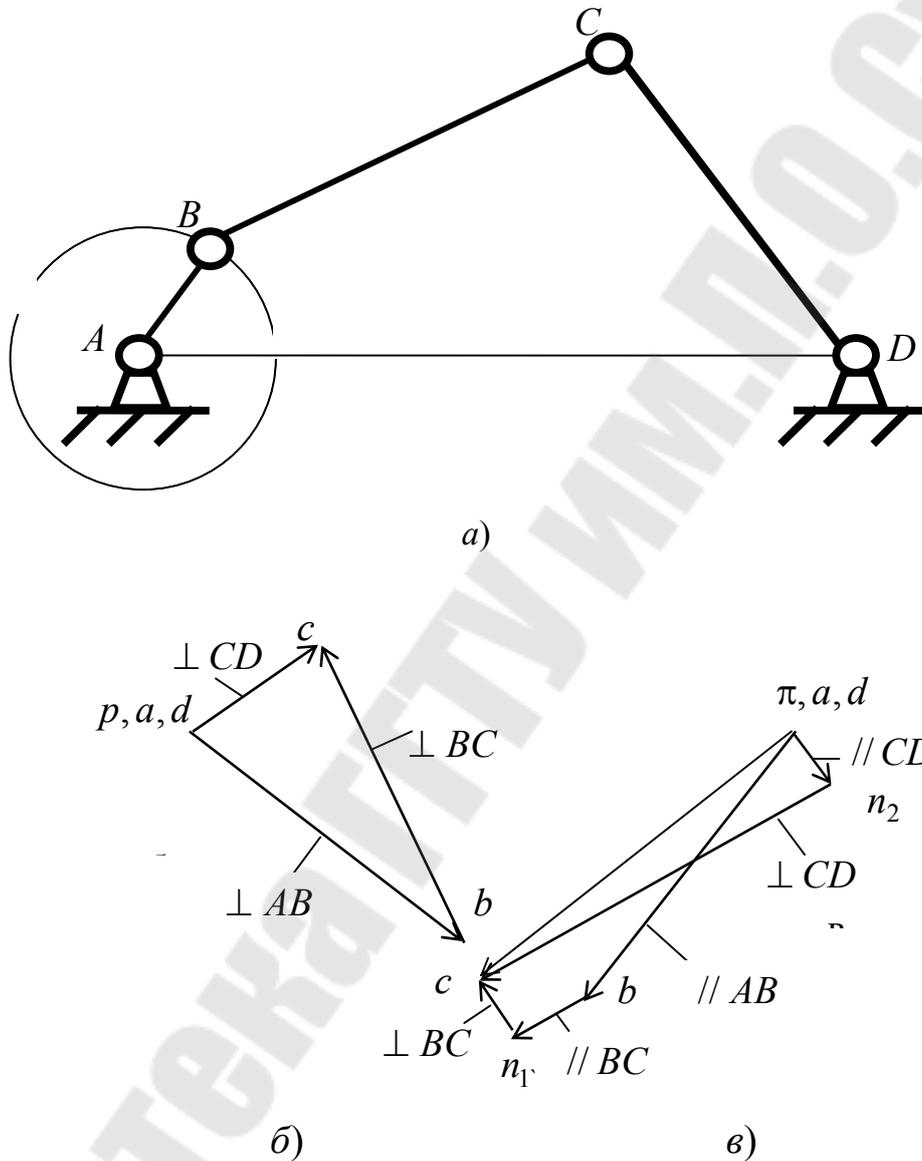


Рис. 1.6

Для этого из полюса p проводим прямую, перпендикулярную звену CD , а из точки b – прямую, перпендикулярную звену BC . На пересечении этих прямых и будет находиться искомая точка c . Модули скорости точки C и относительных скоростей точки C относительно точки B и точки D определяем по зависимостям:

$$V_C = pc \cdot \mu_v; \quad V_{CB} = bc \cdot \mu_v; \quad V_{CD} = dc \cdot \mu_v = pc \cdot \mu_v.$$

Угловые скорости звеньев CB и CD будут равны:

$$\omega_{CB} = \frac{V_{CB}}{l_{CB}}; \omega_{CD} = \frac{V_{CD}}{l_{CD}}.$$

Рассмотрим определение ускорения точки C . Из полюса плана ускорений π параллельно звену AB в направлении от точки B к точке A откладываем вектор $\pi\vec{b}$, который в масштабе μ_a будет изображать ускорение точки B (рис. 1.6, в).

Так как ускорение точки B по модулю равно

$$a_B = \omega_{AB}^2 \cdot l_{AB},$$

то масштаб плана ускорений μ_a будет равен

$$\mu_a = \frac{a_B}{\pi b}.$$

Ускорение точки C определяется путем графического решения системы векторных уравнений:

$$\begin{cases} \vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^\tau, \\ \vec{a}_C = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^n + \vec{a}_{CD}^\tau, \end{cases}$$

где \vec{a}_{CB}^n – вектор нормального ускорения точки C относительно точки B ; \vec{a}_{CD}^n – вектор нормального ускорения точки C относительно точки D ; \vec{a}_{CB}^τ – вектор тангенциального ускорения точки C относительно точки B ; \vec{a}_{CD}^τ – вектор тангенциального ускорения точки C относительно точки D .

Нормальные ускорения направлены параллельно соответствующему звену к центру вращения. За центр вращения принимается точка, относительно которой рассматривается вращение. Тангенциальное ускорение направлено перпендикулярно соответствующему нормальному ускорению.

По модулю нормальные ускорения равны:

$$a_{CB}^n = \frac{V_{CB}^2}{l_{CB}} = \omega_{CB}^2 l_{CB}; a_{CD}^n = \frac{V_{CD}^2}{l_{CD}} = \omega_{CD}^2 l_{CD}.$$

Графическое решение системы векторных уравнений осуществляем в следующем порядке: из конца вектора $\pi\vec{b}$ откладываем вектор $b\vec{n}_1$,

который в масштабе μ_a изображает вектор нормального ускорения \vec{a}_{CB}^n , и через точку n_1 проводим направление вектора тангенциального ускорения \vec{a}_{CB}^τ . Затем из полюса π (так как ускорение точки D равно нулю) откладываем вектор $\pi\bar{n}_2$, который в масштабе μ_a изображает вектор нормального ускорения \vec{a}_{CD}^n , и через точку n_2 проводим направление вектора тангенциального ускорения \vec{a}_{CD}^τ . Пересечение направлений тангенциальных ускорений и определяет положение искомой точки c плана ускорений.

Из плана ускорений определяем ускорение точки C , тангенциальные ускорения a_{CB}^τ и a_{CD}^τ :

$$a_C = \pi c \cdot \mu_a; a_{CB}^\tau = n_1 c \cdot \mu_a; a_{CD}^\tau = n_2 c \cdot \mu_a.$$

Угловые ускорения звеньев CB и CD равны:

$$\varepsilon_{CB} = \frac{a_{CB}^\tau}{l_{CB}}; \varepsilon_{CD} = \frac{a_{CD}^\tau}{l_{CD}}.$$

Кривошипно-ползунный механизм (рис. 1.7, а). Определение скоростей точек звеньев механизма проводим следующим образом. В произвольном месте выбираем полюс p и в сторону вращения кривошипа перпендикулярно звену AB откладываем отрезок pb , который в масштабе μ_v изображает скорость точки B (рис. 1.7, б).

Для определения масштаба μ_v определим по модулю скорость точки B :

$$V_B = \omega_{AB} \cdot l_{AB},$$

тогда масштаб μ_v будет равен

$$\mu_v = \frac{V_B}{pb}.$$

Скорость точки C определяется путем графического решения системы векторных уравнений:

$$\vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB};$$

$$\vec{V}_C = \vec{V}_D + \vec{V}_{CD},$$

где V_{CB} – вектор относительной скорости точки C относительно точки B , который направлен перпендикулярно звену BC ; \vec{V}_{CD} – вектор относительной скорости точки C относительно точки D , который направлен параллельно оси x .

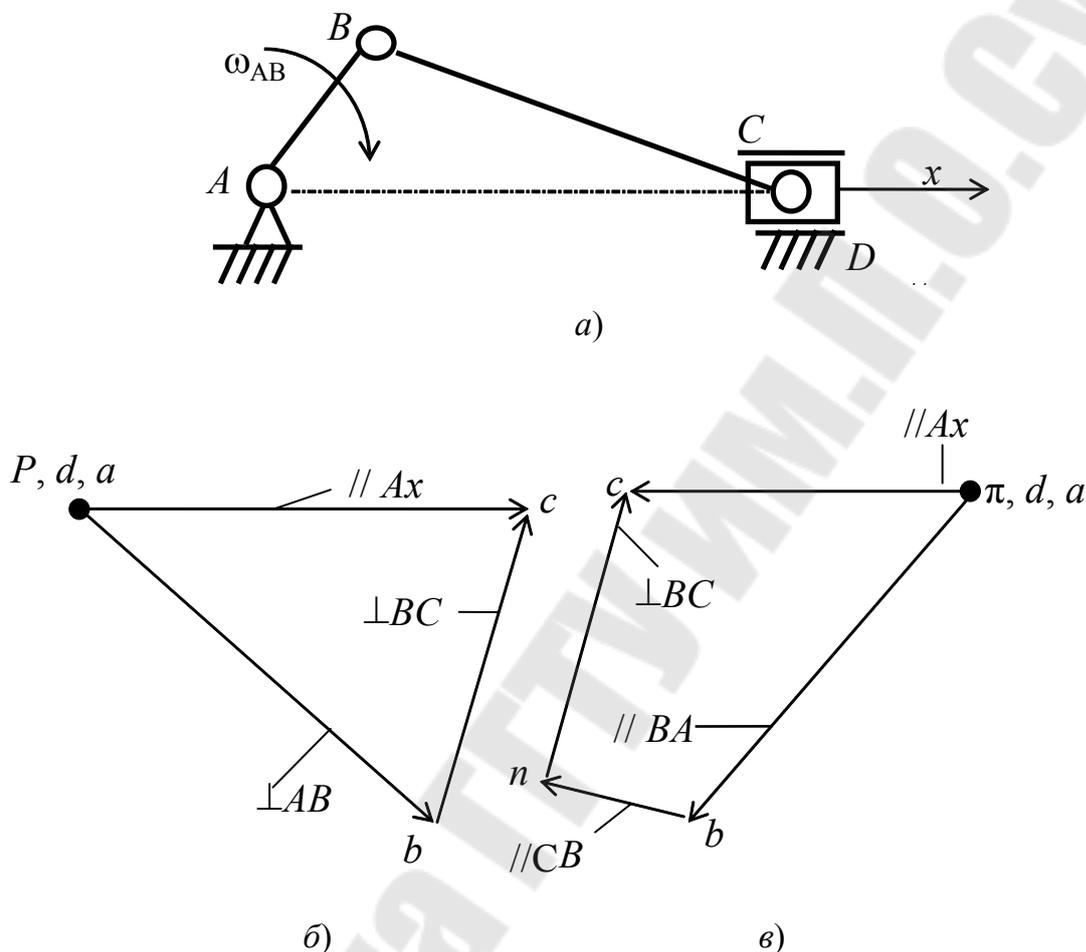


Рис. 1.7

Для этого из полюса p проводим прямую параллельную оси x , а из точки b – прямую, перпендикулярную звену BC . На пересечении этих прямых и будет находиться искомая точка c . Модули скорости точки C и относительной скорости точки C относительно точки B определяем по зависимостям:

$$V_C = V_{CD} = pc \cdot \mu_v; \quad V_{CB} = bc \cdot \mu_v$$

Угловая скорость звеньев CB будет равна

$$\omega_{CB} = \frac{V_{CB}}{l_{CB}}.$$

Рассмотрим определение ускорения точки C . Из полюса плана ускорений π параллельно звену AB в направлении от точки B к точке A откладываем вектор $\pi\vec{b}$, который в масштабе μ_a будет изображать ускорение точки B (рис. 1.7, в).

Так как ускорение точки B по модулю равно

$$a_B = \omega_{AB}^2 \cdot l_{AB},$$

то масштаб плана ускорений μ_a будет равен

$$\mu_a = \frac{a_B}{\pi b}.$$

Ускорение точки C определяется путем графического решения системы векторных уравнений:

$$\begin{cases} \vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^\tau; \\ \vec{a}_C = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^{\text{кор}} + \vec{a}_{CD}^{\text{отн}}, \end{cases}$$

где \vec{a}_{CB}^n – вектор нормального ускорения точки C относительно точки B , который направлен параллельно звену CB ; \vec{a}_{CB}^τ – вектор тангенциального ускорения точки C относительно точки B , который направлен перпендикулярно звену CB ; $\vec{a}_{CD}^{\text{кор}}$ – вектор кориолисового ускорения в относительном движении точки C относительно точки D , направление которого определяется поворотом относительной скорости V_{CD} в направлении угловой скорости ω_1 ; $\vec{a}_{CD}^{\text{отн}}$ – вектор относительного ускорения точки C относительно точки D , который направлен параллельно оси x .

По модулю нормальное ускорение равно

$$a_{CB}^n = \frac{V_{CB}^2}{l_{CB}} = \omega_{CB}^2 l_{CB}.$$

Кориолисовое ускорение по модулю определяется как удвоенное произведение относительной скорости V_{CD} на угловую скорость направляющего звена ω_1 :

$$\vec{a}_{CD}^{\text{кор}} = 2V_{CD}\omega_1.$$

В данном случае $\omega_1 = 0$.

Графическое решение системы векторных уравнений осуществляем в следующем порядке: из конца вектора $\pi\vec{b}$ откладываем вектор $b\vec{n}$, который в масштабе μ_a изображает вектор нормального ускорения \vec{a}_{CB}^n , и через точку n проводим направление вектора тангенциального ускорения \vec{a}_{CB}^τ . Затем из полюса π (т. к. ускорение точки D и кориолисовое ускорение $a_{CD}^{кор}$ равны нулю) проводим направление вектора относительного ускорения $\vec{a}_{CD}^{отн}$. Пересечение этих направлений и определяет положение искомой точки c плана ускорений.

Из плана ускорений определяем ускорения точки C , a_{CB}^τ и $a_{CD}^{отн}$:

$$a_C = a_{CD}^{отн} = \pi c \cdot \mu_a; \quad a_{CB}^\tau = n_1 c \cdot \mu_a.$$

Угловое ускорение звена CB равно

$$\varepsilon_{CB} = \frac{a_{CB}^\tau}{l_{CB}}.$$

Задачи для самостоятельного решения

1.1. Спроектировать механизм шарнирного четырехзвенника (рис. 1.8), у которого коромысло CD в своих крайних положениях наклонено к неподвижному звену AD под углами $\psi_1 = 60^\circ$ и $\psi_2 = 120^\circ$, если длина неподвижного звена $l_{AD} = 120$ мм и длина коромысла CD $l_{CD} = 80$ мм.

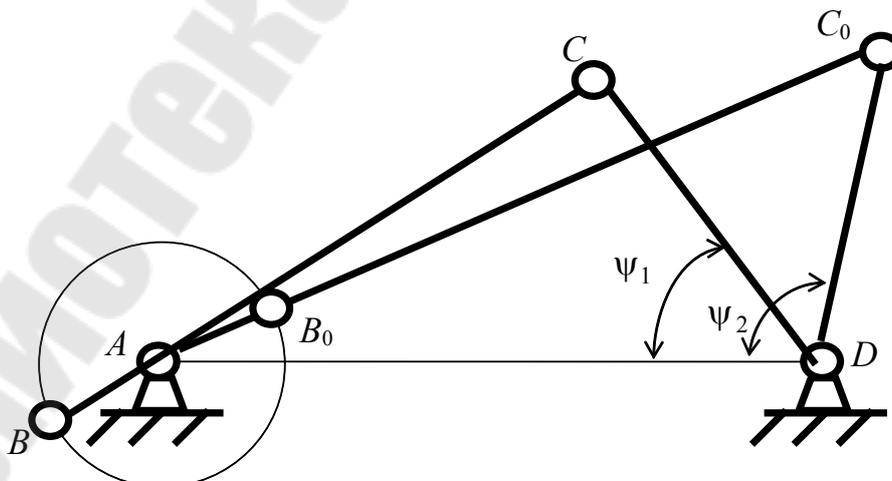


Рис. 1.8

1.2. Спроектировать механизм шарнирного четырехзвенника (рис. 1.9), у которого коэффициент изменения средней скорости коромысла CD $K = 1,5$, длина неподвижного звена $l_{AD} = 100$ мм, длина коромысла $l_{CD} = 70$ мм и угол наклона к стойке в одном из крайних положений $\psi_1 = 45^\circ$.

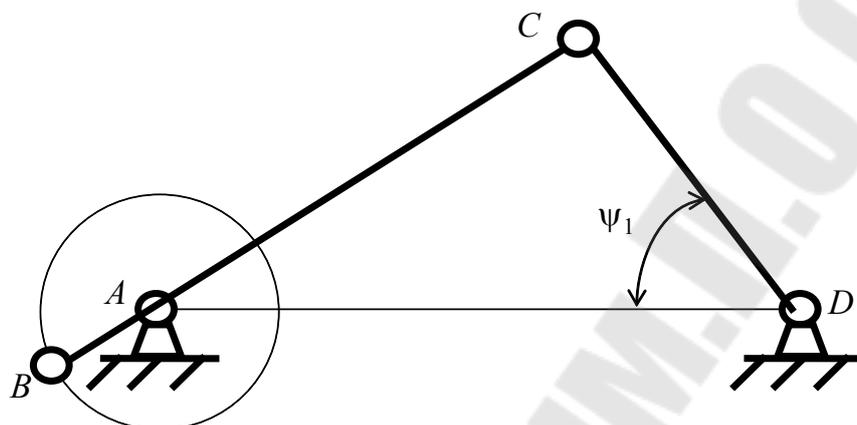


Рис. 1.9

1.3. Спроектировать схему механизма шарнирного четырехзвенника (рис. 1.10) по заданному коэффициенту изменения средней скорости коромысла CD $K = 1,5$, размеру коромысла $l_{CD} = 80$ мм, углу размаха коромысла $\varphi_{\max} = 60^\circ$ и значению допускаемого угла передачи $\mu_{\text{доп}} = 20^\circ$, которое имеет место в одном из крайних положений.

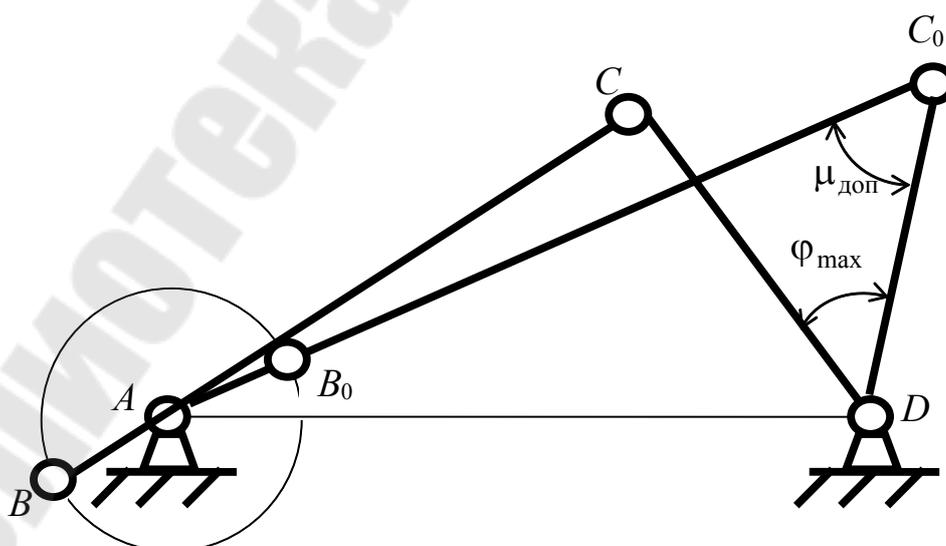


Рис. 1.10

1.4. Спроектировать кривошипно-ползунный механизм (рис. 1.11) по заданному коэффициенту изменения средней скорости ползуна $K = 1,5$ ходу ползуна $S = 100$ мм и смещению направляющей $e = 15$ мм.

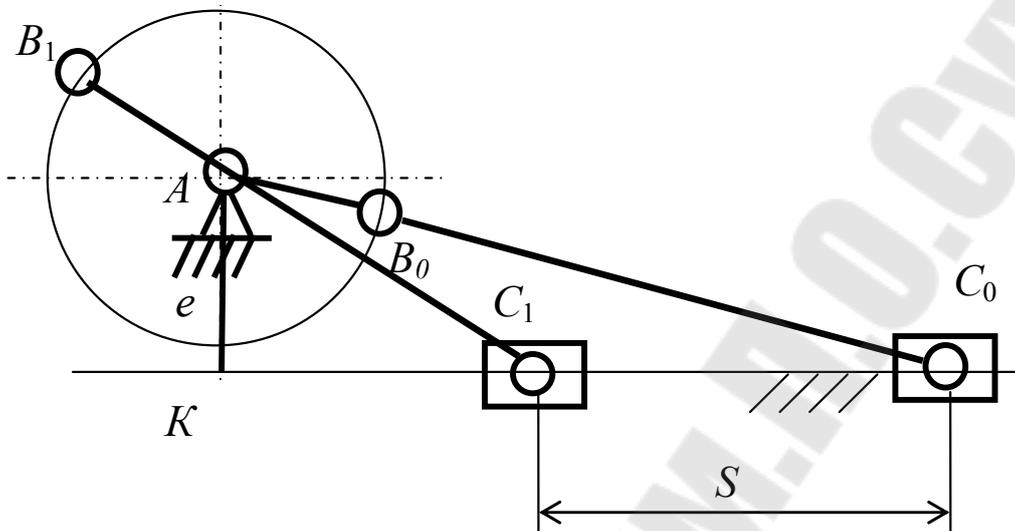


Рис. 1.11

1.5. Спроектировать кривошипно-ползунный механизм (рис. 1.12), у которого максимальный угол давления $\mu_{\max} = 20^\circ$ и ход ползуна $S = 80$ мм.

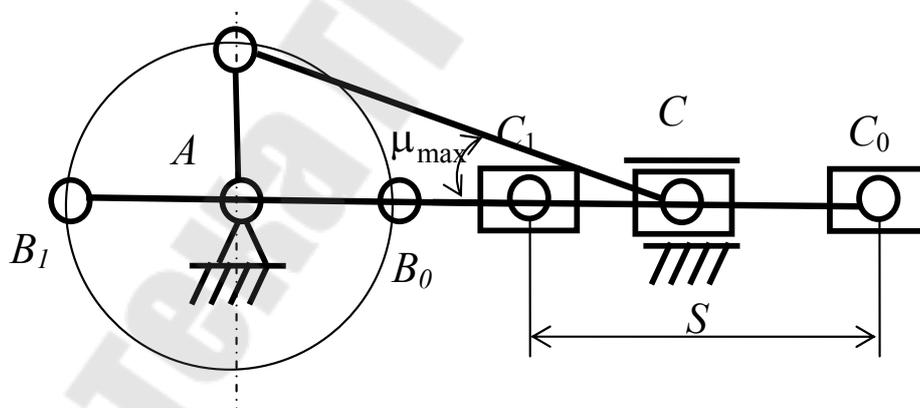


Рис. 1.12

1.6. Спроектировать кулисный механизм (рис. 1.13), у которого угол размаха кулисы $\psi = 40$ и длина кривошипа $l_{AB} = 50$ мм.

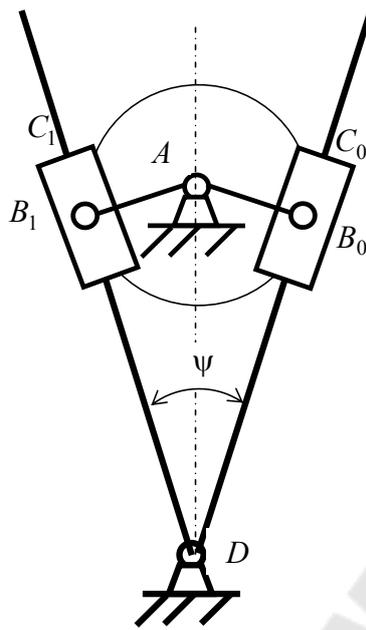


Рис. 1.13

1.7. Для заданного положения механизма шарнирного четырехзвенника (рис. 1.14) определить скорость и ускорение точки C , если $\omega_2 = 10$ рад/с, длины звеньев $l_{AB} = 0,1$ м; $l_{BC} = l_{CD} = 0,4$ м.

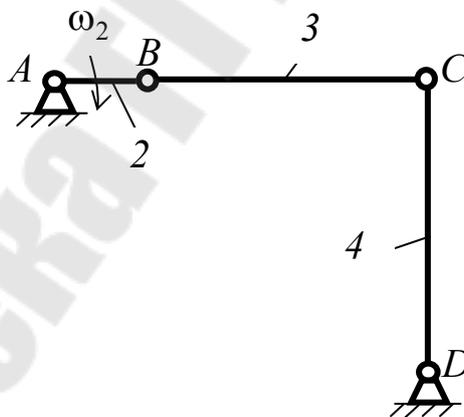


Рис. 1.14

1.8. Для заданного положения механизма (рис. 1.14) определить угловую скорость и угловое ускорение звена 4, если $\omega_2 = 10$ рад/с, длины звеньев $l_{AB} = 0,1$ м; $l_{BC} = l_{CD} = 0,5$ м.

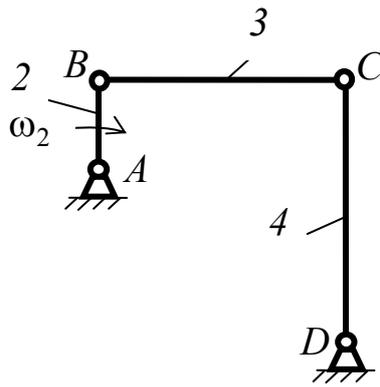


Рис. 1.15

1.9. Для заданного положения механизма (рис. 1.15) определить угловую скорость и угловое ускорение звена 3, если $\omega_2 = 20$ рад/с, длины звеньев $l_{AB} = 0,1$ м; $l_{BC} = l_{CD} = 0,4$ м.

1.10. Для заданного положения механизма шарнирного четырехзвенника (рис. 1.15) определить скорость и ускорение C, если $\omega_2 = 10$ рад/с, длины звеньев $l_{AB} = 0,1$ м; $l_{BC} = l_{CD} = 0,4$ м.

1.11. Для заданного положения механизма (рис. 1.15) определить угловую скорость и угловое ускорение звена 4, если $\omega_2 = 10$ рад/с, длины звеньев $l_{AB} = 0,1$ м; $l_{BC} = l_{CD} = 0,5$ м.

1.12. Для заданного положения механизма (рис. 1.15) определить угловую скорость и угловое ускорение звена 3, если $\omega_2 = 20$ рад/с, длины звеньев $l_{AB} = 0,1$ м; $l_{BC} = l_{CD} = 0,4$ м.

1.13. Для заданного положения кривошипно-ползунного механизма (рис. 1.16) определить скорость и ускорение точки C, если угловая скорость звена 2 $\omega_2 = 20$ рад/с, длина кривошипа $l_{AB} = 0,1$ м, длина шатуна $l_{BC} = 0,4$ м.

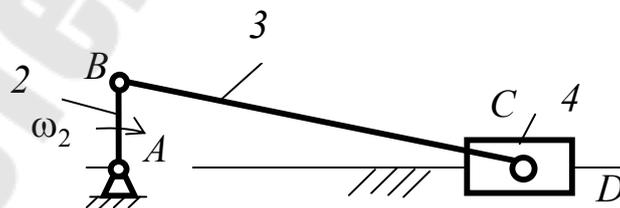


Рис. 1.16

1.14. Для кривошипно-ползунного механизма (рис. 1.16) определить угловую скорость и угловое ускорение звена 3, если угловая скорость звена 2 $\omega_2 = 10$ рад/с, длина кривошипа $l_{AB} = 0,1$ м, длина шатуна $l_{BC} = 0,4$ м.

1.15. Для заданного положения кривошипно-ползунного механизма (рис. 1.17) определить скорость и ускорение точки C , если угловая скорость звена 2 $\omega_2 = 20$ рад/с, длина кривошипа $l_{AB} = 0,1$ м, длина шатуна $l_{BC} = 0,3$ м.

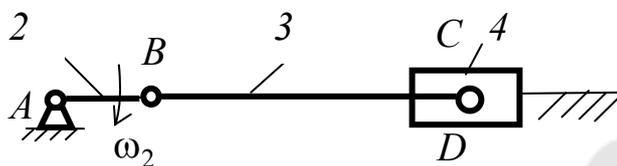


Рис. 1.17

1.16. Для кривошипно-ползунного механизма (рис. 1.17) определить угловую скорость и угловое ускорение звена 3, если угловая скорость звена 2 $\omega_2 = 10$ рад/с, длина кривошипа $l_{AB} = 0,1$ м, длина шатуна $l_{BC} = 0,4$ м.

1.17. Для заданного положения механизма Витворта (рис. 1.18) определить скорость и ускорение точки C , если угловая скорость звена 2 $\omega_2 = 10$ рад/с, длина кривошипа $l_{AB} = 0,1$ м, длина стойки $l_{CD} = 0,4$ м.

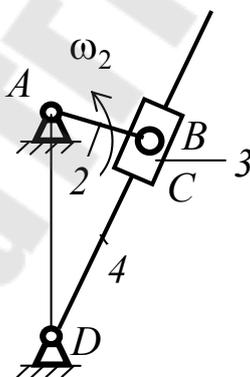


Рис. 1.18

1.18. Для механизма Витворта (рис. 1.18) определить угловую скорость и угловое ускорение звена 4, если угловая скорость звена 2 $\omega_2 = 20$ рад/с, длина кривошипа $l_{AB} = 0,1$ м, длина стойки $l_{CD} = 0,3$ м.

2. Кулачковый механизм

2.1. Определение кинематических параметров движения толкателя кулачкового механизма

Закон движения толкателя кулачкового механизма задается в виде функции аналога ускорения от угла поворота кулачка в виде графика (рис. 2.1).

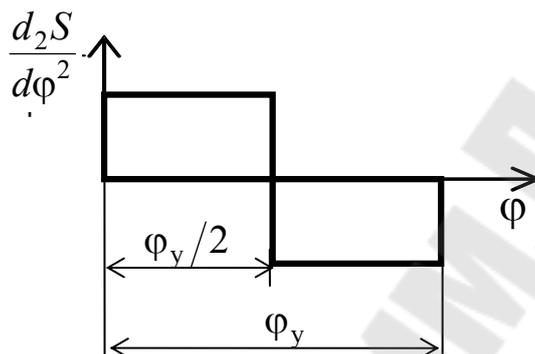


Рис. 2.1

Для определения зависимости аналога скорости и перемещения толкателя от угла поворота кулачка необходимо дважды проинтегрировать функцию аналога ускорения. Интегрирование можно осуществлять графически и аналитически.

Для определения кинематических параметров движения толкателя необходимо знать: закон движения, ход толкателя h и значения фазовых углов.

Графическое интегрирование осуществляется методом хорд. Рассмотрим последовательность графического интегрирования.

Строим график аналога ускорений $\frac{d_2S}{d\varphi^2} - \varphi$ (рис. 2.2). Высоту H задаем, а высоту H_1 определяем из равенства площадей треугольника и прямоугольника. Разбиваем ось φ на равные части. Слева от начала координат на произвольном расстоянии oP помещаем полюс P .

Построение графика $\frac{dS}{d\varphi} - \varphi$ осуществляем следующим образом.

Из середины участка 0–1 графика $\frac{d_2S}{d\varphi^2} - \varphi$ проводим прямую до пере-

сечения с графиком и получаем точку $1'$, которую проецируем на ось ординат, а затем соединяем с полюсом P .

Из начала координат графика $\frac{dS}{d\varphi} - \varphi$ проводим прямую, параллельную лучу PI' , до пересечения с ординатой 1 , получаем точку $1''$.

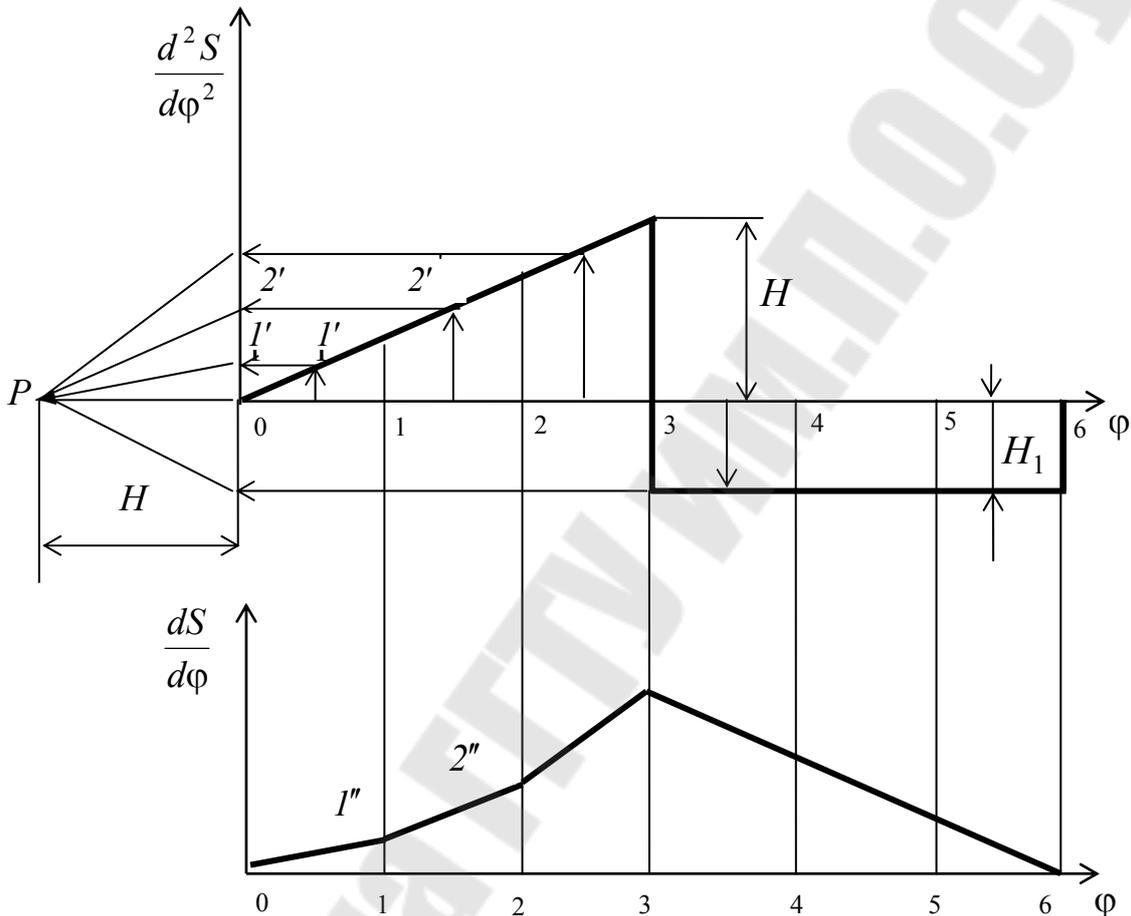


Рис. 2.2

Далее из середины отрезка 1–2 графика $\frac{d_2S}{d\varphi^2} - \varphi$ проводим прямую до пересечения с графиком и получаем точку $2'$, которую проецируем на ось ординат, а затем соединяем с полюсом P . Из точки $1''$ графика $\frac{dS}{d\varphi} - \varphi$ проводим прямую, параллельную лучу PI'' до пересечения с ординатой 2 , получаем точку $2''$ и т. д.

Интегрируя график $\frac{dS}{d\varphi} - \varphi$, получаем график перемещений $S - \varphi$.

Учитывая, что в конце угла удаления перемещение будет равно ходу толкателя, определяем масштаб графика перемещения:

$$\mu_S = \frac{h}{y_6},$$

где y_6 – ордината графика $\frac{dS}{d\varphi} - \varphi$ в конце угла удаления.

Масштабы по осям ординат графиков $\frac{dS}{d\varphi} - \varphi$ и $\frac{d_2S}{d\varphi^2} - \varphi$ определяем по зависимостям:

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi \cdot oP_1}; \quad \mu_{\frac{d_2S}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}}{\mu_\varphi \cdot oP},$$

где oP, oP_1 – полюсные расстояния; μ_φ – масштаб графиков по оси абсцисс.

Зная масштабы, определяем перемещение, аналоги скоростей и аналоги ускорений в каждом положении кулачкового механизма.

При аналитическом определении перемещения для заданного угла поворота записываются дифференциальные уравнения аналогов ускорений на каждом участке, которые затем дважды интегрируются. Постоянные интегрирования c_1, c_2, c_3 и c_4 определяются из начальных, а k и H_1 – из конечных условий.

Для закона движения (рис. 2.2) уравнение изменения аналога ускорений на первом участке будет иметь вид:

$$\frac{d_2S}{d\varphi^2} = k\varphi.$$

Дважды интегрируя данное уравнение, получим:

$$\frac{dS}{d\varphi} = k \frac{\varphi^2}{2} + c_1; \quad S = k \frac{\varphi^3}{6} + c_1\varphi + c_2.$$

Из начальных условий имеем:

при $\varphi = 0$ $\frac{dS}{d\varphi} = 0$ и $\frac{d_2S}{d\varphi^2} = 0$, тогда $c_1 = c_2 = 0$.

В этом случае уравнения движения толкателя на первом участке:

$$\frac{d_2 S}{d\varphi^2} = k\varphi; \quad \frac{ds}{d\varphi} = k \frac{\varphi^2}{2}; \quad S = k \frac{\varphi^3}{6}.$$

Уравнение изменения аналога ускорения на втором участке

$$\frac{d_2 S_1}{d\varphi^2} = -H_1.$$

Дважды интегрируя данное уравнение, получим:

$$\frac{dS_1}{d\varphi} = -H_1\varphi + c_3; \quad S_1 = -H_1 \frac{\varphi^2}{2} + c_3\varphi + c_4.$$

Из начальных условий имеем:

при $\varphi = 0$ $\frac{dS_1}{d\varphi} = k \frac{\varphi_y^2}{8}$, $S_1 = k \frac{\varphi_y^3}{48}$, тогда постоянные интегрирования

$c_3 = k \frac{\varphi_y^2}{8}$, $c_4 = k \frac{\varphi_y^3}{48}$ и уравнения движения толкателя на втором участке:

$$\frac{d_2 S_1}{d\varphi^2} = H_1; \quad \frac{dS_1}{d\varphi} = -H_1\varphi + k \frac{\varphi_y^2}{8}; \quad S_1 = -H_1 \frac{\varphi^2}{2} + k \frac{\varphi_y^2}{8}\varphi + k \frac{\varphi_y^3}{48}.$$

Значения H_1 и k определим из конечных условий для второго участка.

$$\text{При } \varphi = \frac{\varphi_y}{2} \quad \frac{dS_1}{d\varphi} = 0, \quad S_1 = h.$$

В этом случае имеем

$$0 = -H_1 \frac{\varphi_y}{2} + k \frac{\varphi_y^2}{8}; \quad h = -H_1 \frac{\varphi_y^2}{8} + k \frac{\varphi_y^3}{16} + k \frac{\varphi_y^3}{48},$$

откуда:

$$H_1 = k \frac{\varphi_y}{4}; \quad h = -k \frac{\varphi_y^3}{32} + k \frac{\varphi_y^3}{16} + k \frac{\varphi_y^3}{48}; \quad k = \frac{96h_1}{5\varphi_y^3}; \quad H_1 = \frac{24h_1}{5\varphi_y^2}; \quad H = \frac{H_1}{2}.$$

2.2. Угол давления и его связь с размерами кулачка

Углом удаления δ называется угол между направлением силы F со стороны кулачка на толкатель и направлением перемещения толкателя (рис. 2.3).

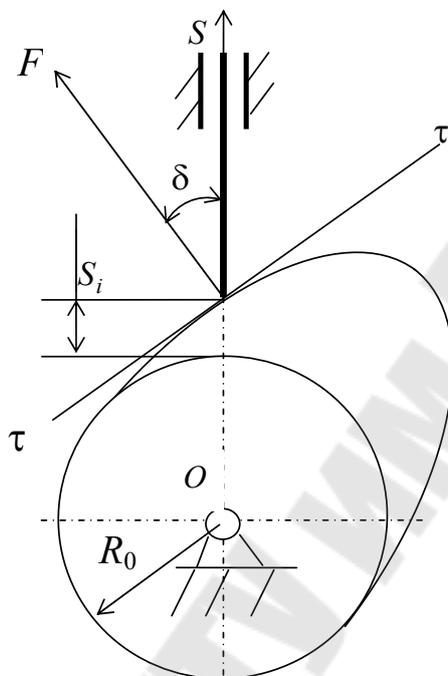


Рис. 2.3

Текущий угол давления в кулачковом механизме определяется по зависимости

$$\operatorname{tg} \delta_i = \frac{dS_i}{S_i + R_0},$$

где R_0 – минимальный радиус кулачка.

Задачи для самостоятельного решения

2.1. Определить перемещение толкателя кулачкового механизма на фазе удаления для закона движения (рис. 2.4) при повороте кулачка на угол $\varphi = 60^\circ$, если ход толкателя $h = 40$ мм, угол удаления $\varphi_y = 90^\circ$. Решение выполнить аналитическим образом.

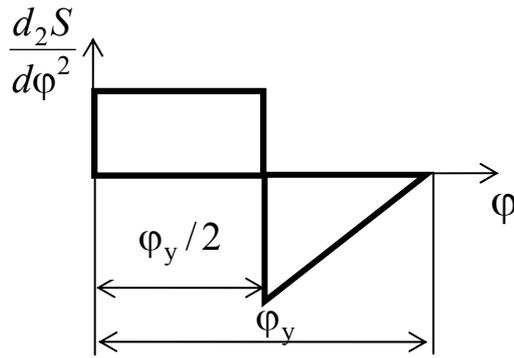


Рис. 2.4

2.2. Определить аналог скорости толкателя кулачкового механизма на фазе удаления для закона движения (рис. 2.5) при повороте кулачка на угол $\phi = 45^\circ$, если ход толкателя $h = 40$ мм, угол удаления $\phi_y = 90^\circ$. Решение выполнить аналитическим образом.

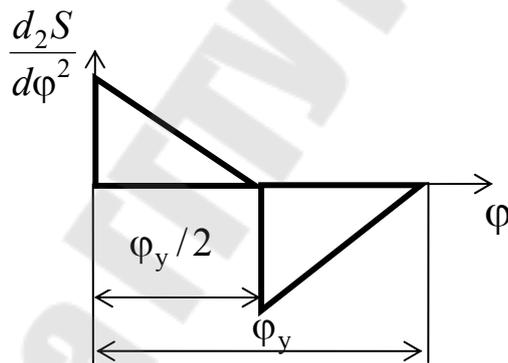


Рис. 2.5

2.3. Определить угол давления δ в кулачковом механизме на фазе удаления для закона движения (рис. 2.6) при повороте кулачка на угол $\phi = 45^\circ$, если ход толкателя $h = 40$ мм, минимальный радиус кулачка $R_0 = 60$ мм, угол удаления $\phi_y = 90^\circ$. Решение выполнить аналитическим образом.

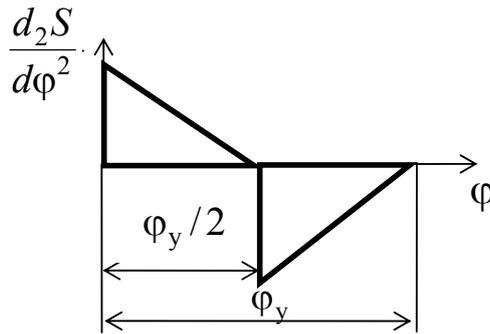


Рис. 2.6

2.4. Определить минимальный радиус кулачка R_0 кулачкового механизма на фазе удаления для закона движения (рис. 2.7) при повороте кулачка на угол $\varphi = 45^\circ$, если ход толкателя $h = 50$ мм, угол удаления $\varphi_y = 90^\circ$, допустимый угол давления $[\delta] = 30^\circ$. Решение выполнить аналитическим образом.

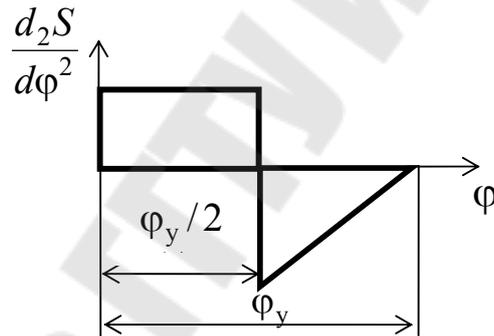


Рис. 2.7

2.5. Определить проекцию силы, действующей со стороны кулачка на толкатель, на направление перемещения толкателя в кулачковом механизме на фазе удаления для закона движения (рис. 2.8) при повороте кулачка на угол $\varphi = 45^\circ$, если ход толкателя $h = 40$ мм, минимальный радиус кулачка $R_0 = 60$ мм, угол удаления $\varphi_y = 90^\circ$. Решение выполнить аналитическим образом.

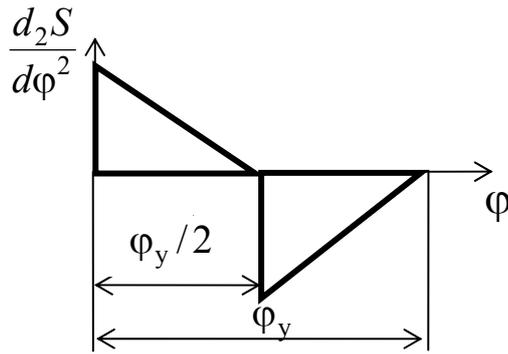


Рис. 2.8

3. Планетарный механизм

При проектировании планетарного механизма с заданным передаточным отношением возникает задача определения чисел зубьев при соблюдении следующих условий:

- 1) кинематическое условие;
- 2) условие соосности;
- 3) условие соседства;
- 4) условие сборки;
- 5) условие правильного зацепления.

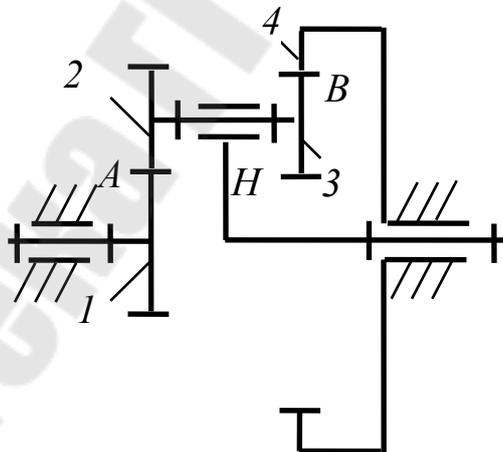


Рис. 3.1

Физический и математический смысл этих условий рассмотрим на конкретной схеме планетарного механизма с нулевыми эвольвентными цилиндрическими колесами (рис. 3.1).

Кинематическое условие обеспечивает заданное передаточное отношение и для данного механизма имеет следующий вид:

$$i_{1H}^{(4)} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$$

Условие соосности требует, чтобы межосевые расстояния между центральными колесами 1 и 4 и сателлитами 2 и 3 были равны. Для данной схемы необходимо, чтобы выполнялось соотношение радиусов делительных окружностей:

$$r_1 + r_2 = r_4 - r_3,$$

а при одинаковых модулях всех колес:

$$z_1 + z_2 = z_4 - z_3.$$

Условие соседства включает требование совместного размещения нескольких сателлитов по общей окружности так, чтобы они не задевали друг друга своими зубьями. В этом случае теоретически возможное число сателлитов будет определяться по зависимости

$$k \leq \frac{180}{\arcsin \frac{z_c + 2}{z_1 \pm z_2}},$$

где z_c – число зубьев наибольшего сателлита (2 или 3).

Знак « \pm » принимают при внутреннем зацеплении.

Условие сборки учитывает необходимость одновременного зацепления всех сателлитов с центральными колесами, т. е. определяет, сколько фактически можно установить сателлитов в данном случае.

Фактическое число сателлитов определяется из выражения

$$\frac{i_{1H}^{(4)} \cdot z_1}{k} = C,$$

где C – любое целое число.

Условие правильного зацепления включает условие отсутствия подреза у колес с внешним зубчатым венцом и условие отсутствия заедания (интерференции) во внутреннем зацеплении. Эти условия имеют вид:

$$z_{\min} \geq 17 \text{ – для колес с внешним зацеплением;}$$

$$z_{\min} \geq \begin{pmatrix} 20 \\ 85 \end{pmatrix} \text{ – для колес с внутренним зацеплением.}$$

Подбор чисел зубьев со сдвоенными сателлитами рассмотрим на конкретном примере.

Пусть требуется спроектировать планетарный механизм (рис. 3.1) с передаточным числом $i_{1H}^{(4)} = 4,6$.

Выразим передаточное число через числа зубчатых колес:

$$i_{1H}^{(4)} - 1 - i_{14}^{(H)} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = 4,6.$$

Найдем значение $\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$ и представим его в виде четырех сомножителей:

$$\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = 3,6 = \frac{36}{10} = \frac{4 \cdot 9}{5 \cdot 2}.$$

Проверим условие соосности:

$$z_1 + z_2 = 5 + 4 = 9;$$

$$z_4 - z_3 = 9 - 2 = 7.$$

Для того чтобы выполнялось условие соосности, первое уравнение умножим на 7, а второе – на 9. Тогда получаем:

$$z_1 = 35; z_2 = 28; z_3 = 18; z_4 = 81.$$

Для выполнения условия правильного зацепления увеличим числа зубьев всех колес в два раза.

Тогда окончательно получим:

$$z_1 = 70; z_2 = 56; z_3 = 36; z_4 = 162.$$

Разбивать на сомножители можно произвольно, а также можно числитель и знаменатель умножать на одно и то же число.

Задачи для самостоятельного решения

3.1. Определить передаточное отношение планетарного механизма (рис. 3.1), если $z_1 = 40$; $z_2 = 20$; $z_3 = 30$.

3.2. Спроектировать планетарный механизм с передаточным числом $i_{1H}^{(4)} = 4,2$ (рис. 3.1).

3.3. Сколько можно установить сателлитов в планетарном механизме (рис. 3.1), если $z_1 = 40$; $z_2 = 20$; $z_3 = 30$?

3.4. Подобрать числа зубьев зубчатых колес для планетарного механизма (рис. 3.2), если передаточное отношение $i_{1H}^{(4)} = -2,6$.

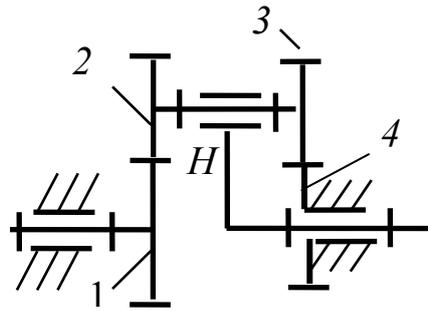


Рис. 3.2

3.5. Определить число сателлитов, которое можно установить в планетарном механизме (рис. 3.2), если $z_1 = 40$; $z_2 = 20$; $z_3 = 30$.

3.6. Определить, собирается ли планетарный механизм (рис. 3.2) при числе сателлитов $k = 3$, если число зубьев колес равно: $z_1 = 60$; $z_2 = 20$; $z_3 = 30$.

3.7. Для планетарного механизма (рис. 3.3) определить передаточное отношение и число сателлитов, которое теоретически можно установить, если число зубьев зубчатых колес равно: $z_1 = 100$; $z_2 = 40$; $z_3 = 30$.

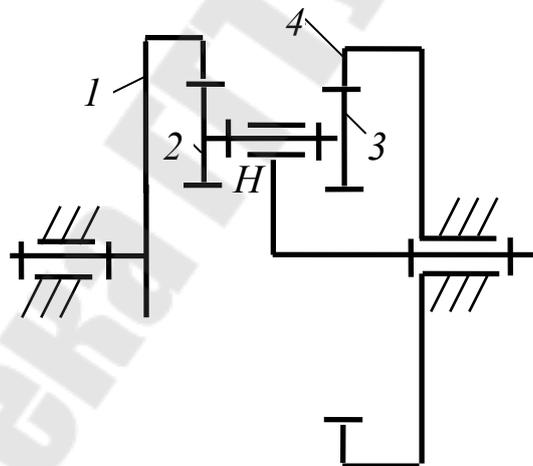


Рис. 3.3

3.8. Подобрать число зубьев колес планетарного механизма (рис. 3.3), если $i_{1H}^{(4)} = -4,4$.

3.9. Определить, собирается ли планетарный механизм (рис. 3.3) при числе сдвоенных сателлитов $k = 3$, если число зубьев колес равно: $z_1 = 100$; $z_2 = 40$; $z_3 = 30$.

3.10. Подобрать число зубьев колес планетарного механизма (рис. 3.4), если $i_{1H}^{(3)} = 4,6$.

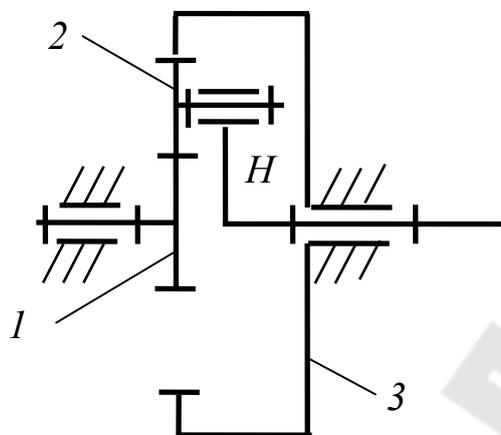


Рис. 3.4

3.11. Определить, можно ли собирать планетарный механизм (рис. 3.4) при числе сателлитов $k = 3$, если число зубьев колес равно: $z_1 = 60$; $z_2 = 20$.

3.12. Для планетарного механизма (рис. 3.4) определить передаточное отношение и число сателлитов, которое теоретически можно установить, если число зубьев зубчатых колес равно: $z_1 = 40$; $z_2 = 30$.

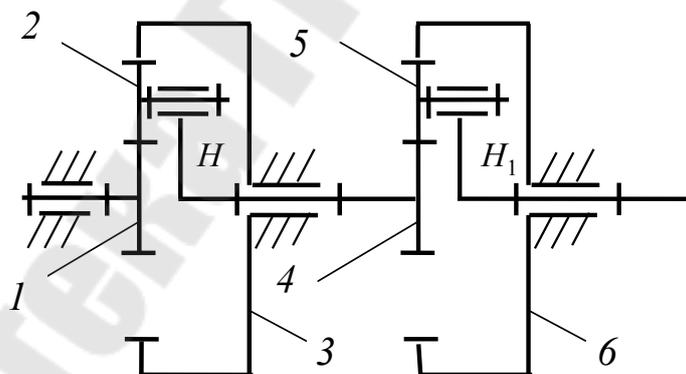


Рис. 3.5

3.13. Спроектировать сдвоенный планетарный механизм (рис. 3.5), если передаточное число $i_{1H_1} = 16$.

4. Замкнутый дифференциальный механизм

Замкнутый дифференциальный механизм (рис. 4.1) состоит из дифференциального механизма (зубчатые колеса 1, 2, 3, 4 и водило H) и замыкающего механизма (зубчатые колеса 5, 6, 7, 8).

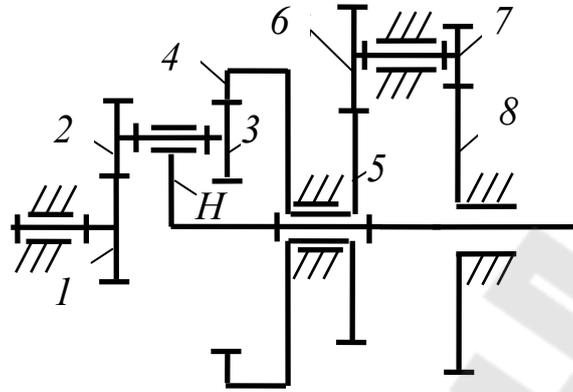


Рис. 4.1

Общее передаточное отношение замкнутого дифференциального механизма определяется путем совместного решения уравнения, связывающего угловые скорости центральных звеньев дифференциального механизма, и уравнения передаточного отношения замыкающего механизма:

$$\omega_1 = \omega_4 i_{14}^{(H)} + \omega_H i_{1H}^{(4)};$$

$$i_{58} = \frac{\omega_5}{\omega_8}.$$

В уравнении, связывающем угловые скорости центральных звеньев дифференциального механизма, разделим правую и левую часть уравнения на ω_8 :

$$\frac{\omega_1}{\omega_8} = \frac{\omega_4}{\omega_8} i_{14}^{(H)} + \frac{\omega_H}{\omega_8} i_{1H}^{(4)}.$$

Учитывая, что $\omega_4 = \omega_5$ и $\omega_H = \omega_8$, получаем

$$i_{18} = i_{58} i_{14}^{(H)} + i_{1H}^{(4)},$$

$$\text{где } i_{58} = \frac{z_6 z_8}{z_5 z_7}; i_{14}^{(H)} = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}; i_{1H}^{(4)} = 1 - i_{14}^{(H)}.$$

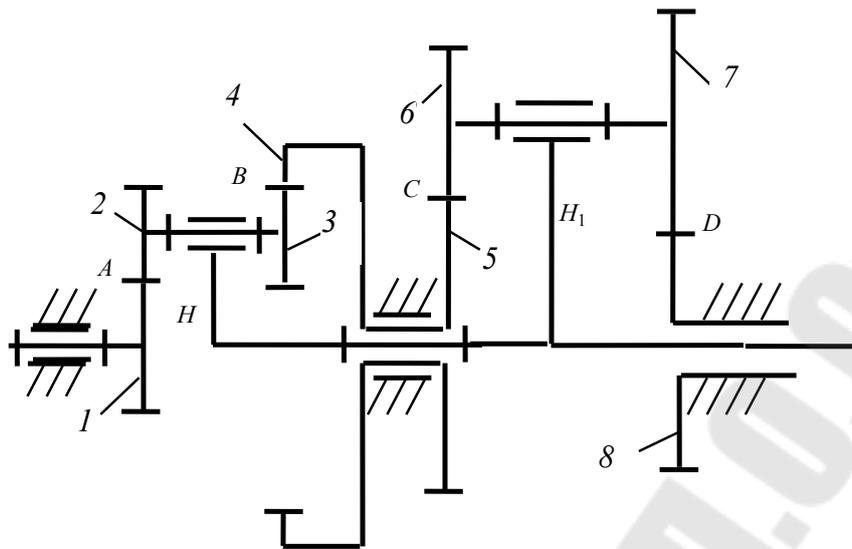


Рис. 4.2

При замыкании планетарным механизмом (рис. 4.2) уравнение передаточного отношения для замыкающего механизма имеет вид:

$$i_{5H_1}^{(8)} = \frac{\omega_5}{\omega_{H_1}},$$

а уравнение общего передаточного отношения

$$i_{1H_1} = \frac{\omega_1}{\omega_{H_1}} = i_{1H}^{(4)} + i_{5H_1}^{(8)} i_{14}^{(H)},$$

где $i_{1H}^{(4)} = 1 - i_{14}^{(H)}$; $i_{5H_1}^{(8)} = 1 - i_{58}^{(H_1)}$.

Угловые скорости звеньев механизма (рис. 4.2) будут определяться из следующих соотношений:

$$\omega_H = \omega_{H_1} = \frac{\omega_1}{i_{1H_1}}; \quad \omega_4 = \omega_5 = i_{5H_1}^{(8)} \omega_{H_1}; \quad i_{56}^{(H_1)} = \frac{\omega_5 - \omega_{H_1}}{\omega_6 - \omega_{H_1}}; \quad i_{12}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H}.$$

Задачи для самостоятельного решения

4.1. Для зубчатого механизма (рис. 4.3) определить угловые скорости звеньев, если $\omega_1 = 100$ рад/с, число зубьев колес равно: $z_1 = 40$; $z_2 = 20$; $z_3 = 30$; $z_5 = 30$; $z_6 = 30$; $z_7 = 20$.

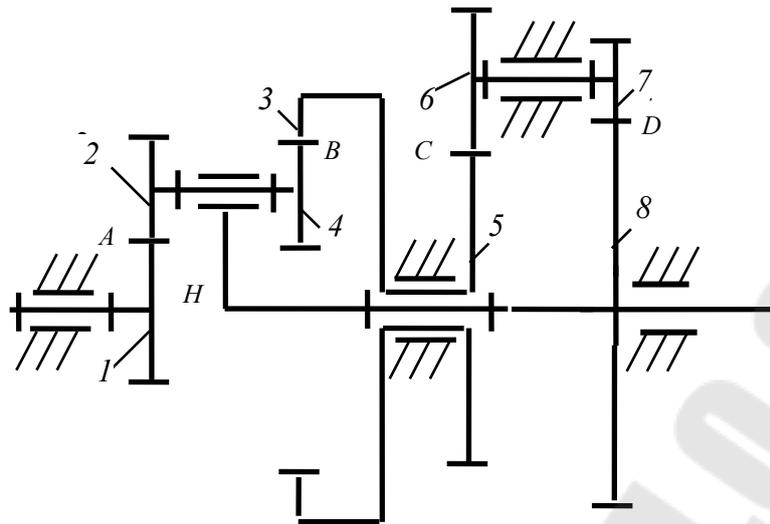


Рис. 4.3

4.2. Для зубчатого механизма (рис. 4.4) определить угловые скорости звеньев, если $\omega_1 = 100$ рад/с, число зубьев колес равно: $z_1 = 40$; $z_2 = 20$; $z_3 = 30$; $z_5 = 30$; $z_6 = 30$; $z_7 = 20$.

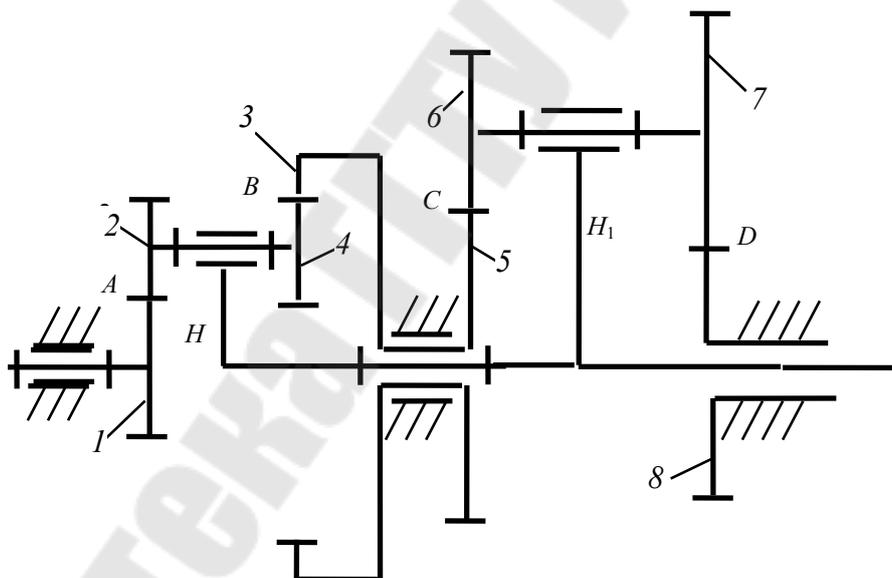


Рис. 4.4

4.3. Для зубчатого механизма (рис. 4.5) определить угловые скорости звеньев, если $\omega_1 = 100$ рад/с, число зубьев колес равно: $z_1 = 100$; $z_2 = 20$; $z_3 = 30$; $z_5 = 40$; $z_6 = 30$; $z_7 = 20$.

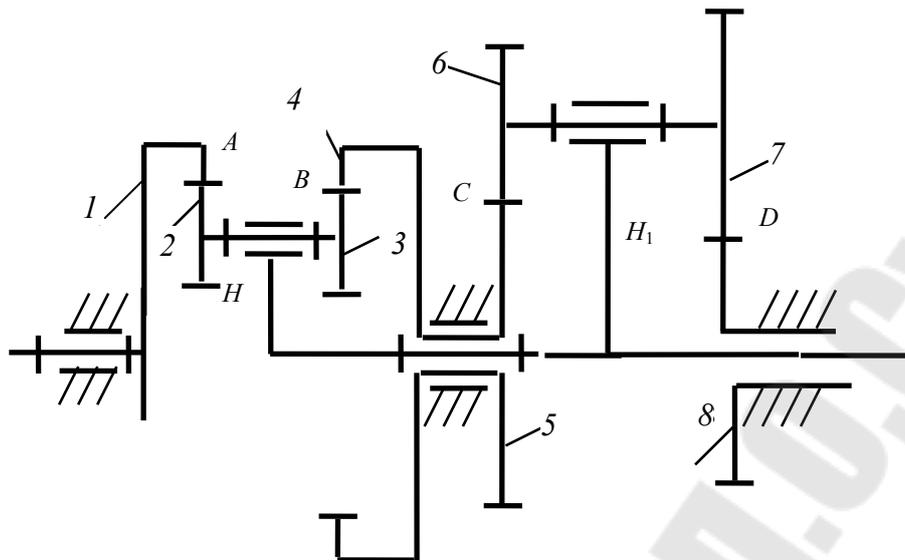


Рис. 4.5

5. Геометрические параметры зубчатых колес

5.1. Цилиндрическое прямозубое зубчатое колесо

Зубчатое колесо, при нарезании которого делительная прямая зубчатой рейки касается делительной окружности, называется нулевым. Параметры нулевого зубчатого колеса (рис. 5.1) рассчитываются по следующим зависимостям:

- шаг зубчатого колеса по делительной окружности $p = \pi m$;
- высота головки зуба $h_a = m$;
- высота ножки зуба $h_f = 1,25m$;
- толщина зуба по делительной окружности $s = \frac{\pi m}{2}$;
- ширина впадины по делительной окружности $e = \frac{\pi m}{2}$;
- диаметр делительной окружности $d = mz$;
- диаметр окружности вершин зубьев $d_a = m(z + 2)$;
- диаметр окружности впадин $d_f = m(z - 2,5)$;
- диаметр основной окружности $d_b = d \cos 20^\circ$;

– передаточное число и межосевое расстояние прямозубой цилиндрической зубчатой передачи:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}; \quad a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2}(z_1 + z_2).$$

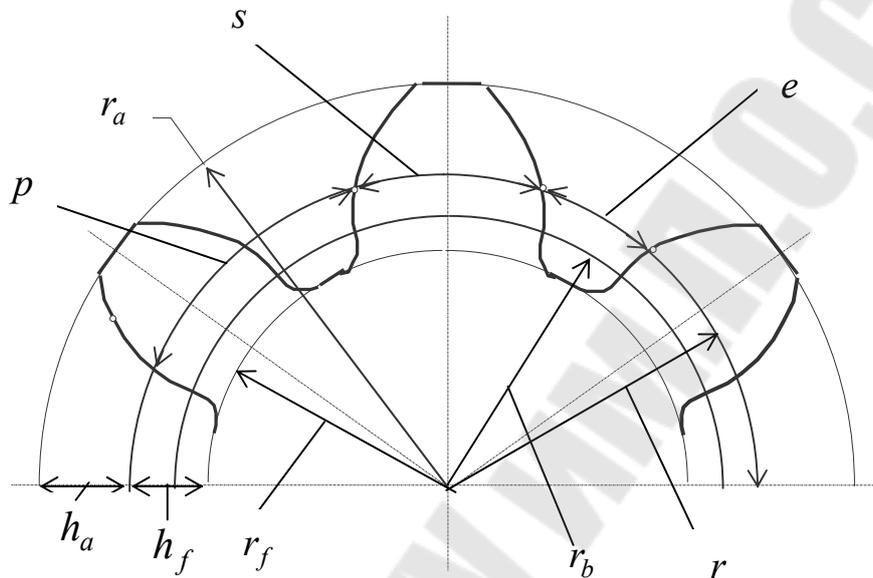


Рис. 5.1

5.2. Конические прямозубые зубчатые колеса

Параметры прямозубых конических колес (рис. 5.2) принято рассчитывать на поверхности внешнего дополнительного конуса, образующая которого перпендикулярна к образующей делительного конуса.

Делительный диаметр на дополнительном конусе

$$d_e = m_e z,$$

где m_e – внешний торцовый модуль.

Угол ножки зуба θ_f и угол головки зуба θ_a находят по формулам:

$$\operatorname{tg}\theta_f = \frac{h_{fe}}{R_e}; \quad \operatorname{tg}\theta_a = \frac{h_{ae}}{R_e}.$$

Угол конуса вершин δ_a и угол конуса впадин δ_f равны:

$$\delta_a = \delta + \theta_a; \quad \delta_f = \delta - \theta_f.$$

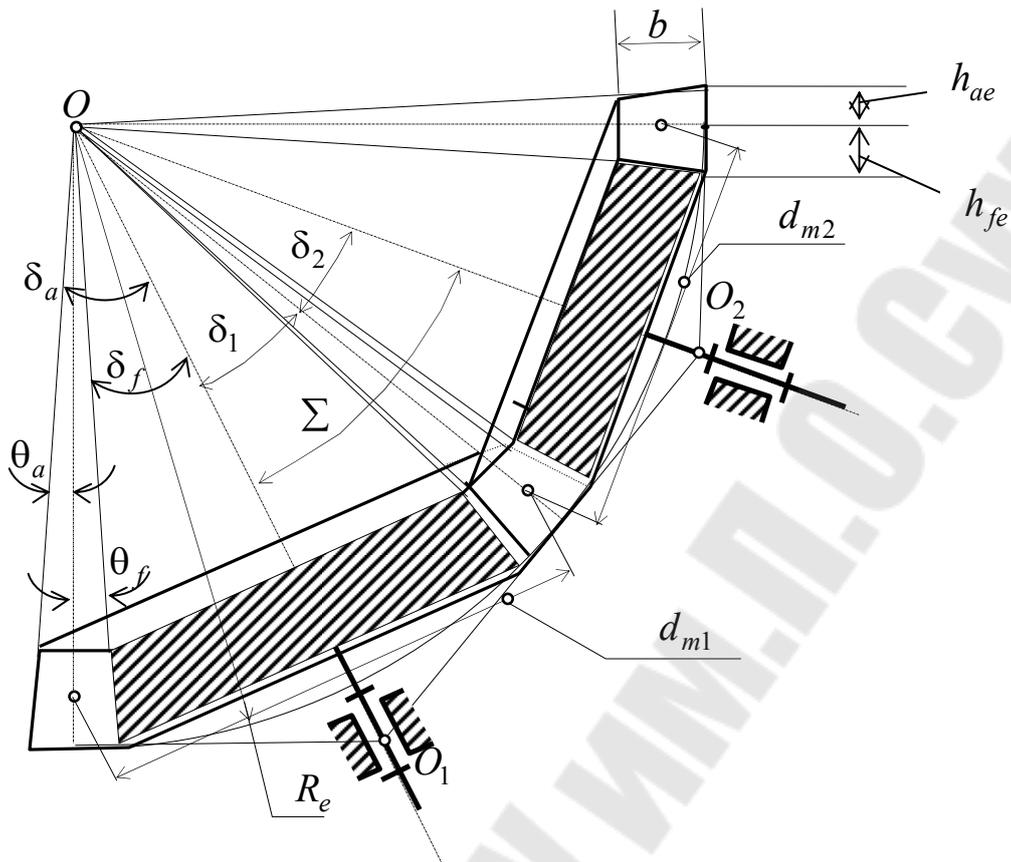


Рис. 5.2

Внешний диаметр вершин зубьев d_{ae} и внешний диаметр впадин зубьев d_{fe} рассчитывают по формулам:

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta; \quad d_{fe} = d_e - 2h_{fe} \cos \delta.$$

Внешний торцовый модуль может иметь нестандартное значение, но на практике его чаще всего округляют до ближайшего стандартного.

Важнейшим параметром конической передачи (рис. 5.2) является внешнее конусное расстояние R_e , которое рассчитывается следующим образом:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{m_e z_1}{2 \sin \delta_1} = \frac{m_e z_1 \sqrt{1 + u^2}}{2}.$$

Ширину зубчатого венца b рекомендуется принимать $b \leq 0,3R_e$ или $b \leq 10m_e$. Внешняя высота головки зуба $h_{ae} = m_e$, а ножки зуба – $h_{fe} = 1,2m_e$.

Среднее конусное расстояние R_m и средний окружной модуль m_m определяются по зависимостям:

$$R_m = R_e - 0,5b; \quad m_m = \frac{R_m}{R_e} m_e.$$

Передаточное отношение ортогональной конической передачи определяют по формуле

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1.$$

Задачи для самостоятельного решения

5.1. Определить, при каком числе зубьев прямозубого цилиндрического колеса диаметр основной окружности d_b больше диаметра окружности впадин d_f .

5.2. Определить диаметры окружностей вершин зубьев прямозубых цилиндрических колес d_{a1} и d_{a2} , если высота зуба зубчатого колеса $h_2 = 5,625$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 18$, передаточное число передачи $u = 2,5$.

5.3. Определить межосевое расстояние прямозубой цилиндрической передачи a , если диаметр делительной окружности шестерни $d_1 = 72$ мм, число зубьев зубчатого колеса $z_2 = 90$, модуль зубчатых колес $m = 4$ мм.

5.4. Рассчитать шаг прямозубого зубчатого колеса по делительной окружности p , если высота зуба колеса $h = 6,75$ мм.

5.5. Определить число зубьев шестерни z_1 прямозубой цилиндрической передачи, если передаточное число $u = 3$ мм, модуль зубчатых колес $m = 2,5$ мм, межосевое расстояние $a = 120$ мм.

5.6. Определить передаточное число цилиндрической прямозубой зубчатой передачи u , если межосевое расстояние $a = 160$ мм, делительный диаметр шестерни $d_1 = 80$ мм.

5.7. Определить внешнее конусное расстояние R_e прямозубой конической передачи, если внешний окружной модуль $m_e = 4$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 25$ и передаточное число зубчатой передачи $u = 3$.

5.8. Определить передаточное число прямозубой конической зубчатой передачи u , если угол начального конуса шестерни $\delta_1 = 22^\circ$.

5.9. Определить внешний диаметр окружности зубьев конического колеса d_{ae2} , если внешний модуль $m_e = 2$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 20$ и передаточное число $u = 3$.

6. Геометрические параметры червячной передачи

Червячной называется передача (рис. 6.1), состоящая из двух подвижных звеньев – червяка и зубчатого колеса – и предназначенная для передачи и преобразования вращательного движения между перекрещивающимися осями (обычно под углом 90°).

Червяком называют звено, наружная поверхность которого имеет форму винта.

Червячным колесом называется зубчатое колесо с косыми зубьями, которое зацепляется с червяком.

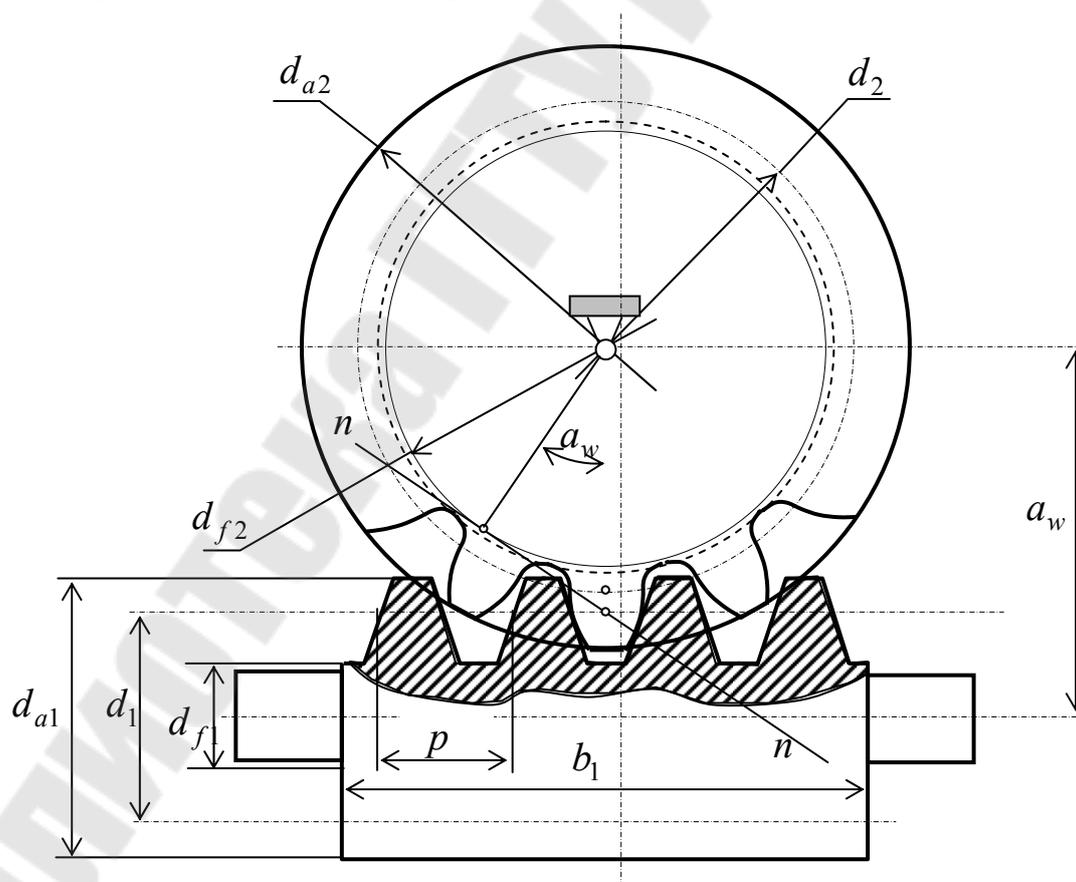


Рис. 6.1

Расстояние между одноименными точками соответствующих боковых сторон двух смежных витков червяка, измеренное параллельно оси, называется шагом червяка и обозначается p . Отношение шага p к числу π называется модулем m . Для червяка он является осевым, а для червячного колеса – торцовым.

Делительный диаметр червяка, нарезанного без смещения, определяется по зависимости

$$d_1 = mq,$$

где q – коэффициент диаметра червяка.

Угол подъема γ витков червяка на делительном диаметре равен

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{pz_1}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi m q} = \frac{z_1}{q},$$

где z_1 – число заходов червяка.

Высота головки h_{a1} и ножки h_{f1} витка определяется по формулам:

$$h_{a1} = h_{a1}^* m; \quad h_{f1} = h_{f1}^* m,$$

где $h_{a1}^* = 1$ – коэффициент высоты головки; h_{f1}^* – коэффициент высоты ножки.

Для архимедовых, конволютных и нелинейчатых червяков коэффициент высоты ножки $h_{f1}^* = 1,2$. Для эвольвентных червяков он рассчитывается по зависимости

$$h_{f1}^* = 1 + 0,2 \cos \gamma.$$

Диаметр вершин d_{a1} и диаметр впадин d_{f1} червяка соответственно равны:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}; \quad d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}.$$

Длина b_1 нарезаемой части червяка определяется по эмпирической зависимости

$$b_1 = (c_1 + c_2 z_2) m,$$

где c_1, c_2 – коэффициенты, зависящие от числа заходов червяка ($c_1 = 11; c_2 = 0,06$ – при $z_1 = 1$ и $z_1 = 2$; $c_1 = 12,5; c_2 = 0,09$ – при $z_1 = 4$).

Делительный диаметр d_2 , а также диаметры окружности вершин d_{a2} и окружности впадин d_{f2} зубьев червячного колеса в среднем сечении определяются по формулам:

$$d_2 = mz_2; d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}; d_{f2} = d_2 - 2h_{f2},$$

где z_2 – число зубьев червячного колеса.

Минимальное число зубьев червячного колеса в силовых передачах с одним витком принимают $z_{2\min} = 26-28$. Оптимальное число зубьев для силовых передач $z_2 = 32-63$.

Ширина зубчатого колеса принимается равной $b_2 \leq 0,75d_{a1}$ при одно- и двухзаходном червяке и $b_2 \leq 0,67d_{a1}$ при четырехзаходном червяке.

Условный угол обхвата 2δ для расчета на прочность определяется из формулы

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}.$$

Межосевое расстояние червячной передачи

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2}(q + z_2).$$

Передаточное число червячной передачи

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Задачи для самостоятельного решения

6.1. Рассчитать диаметр вершин d_{a1} витков архимедова червяка, если модуль $m = 3$ мм и коэффициент червяка $q = 10$.

6.2. Определить межосевое расстояние a_w червячной передачи, если делительный диаметр витков червяка $d_1 = 40$ мм, коэффициент диаметра червяка $q = 10$ и число зубьев зубчатого колеса $z_2 = 40$.

6.3. Определить длину нарезаемой части червяка, если $z_2 = 40$, делительный диаметр витков червяка $d_1 = 40$ и коэффициент диаметра червяка $q = 10$.

6.4. Определить условный угол обхвата 2δ , если передаточное число червячной передачи $u=20$, коэффициент диаметра червяка $q=10$, число зубьев зубчатого колеса $z_2=40$ и межосевое расстояние $a_w=100$ мм.

6.5. Определить передаточное число u червячной передачи, если число заходов червяка $z=2$, модуль $m=2$ и диаметр вершин зубьев червячного колеса $d_{a2}=100$ мм.

6.6. Определить высоту ножки витка эвольвентного червяка, если число заходов червяка $z_1=2$, модуль $m=4$ мм и делительный диаметр витков червяка $d_1=40$ мм.

7. Кинематический и энергетический расчет привода

При кинематическом и энергетическом расчете привода осуществляют подбор электродвигателя, рассчитывают мощность, вращающий момент на каждом валу привода и частоту его вращения.

Механический привод может состоять из различных механических передач, которые имеют различные коэффициенты полезного действия, значения которых можно принимать по табл. 7.1.

Таблица 7.1

Значение КПД механических передач
(без учета потерь в подшипниках)

Тип передачи	КПД передачи	
	закрытой	открытой
Зубчатая:		
– цилиндрическая	0,95–0,98	0,92–0,94
– коническая	0,94–0,97	0,91–0,93
Червячная при числе заходов червяка:		
1	0,68–0,72	0,52–0,62
2	0,73–0,78	0,62–0,72
4	0,78–0,84	0,94–0,97
Цепная	0,94–0,96	0,91–0,93
Ременная:		
– клиновья	0,93–0,95	
– плоская	0,94–0,96	
Муфта	0,98–0,99	
Пара подшипников качения	0,99–0,995	

Общий коэффициент полезного действия определяется как произведение отдельных коэффициентов полезного действия элементов, входящих в привод:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n.$$

Потребная мощность электродвигателя определяется по зависимости

$$P_{\text{п}} = \frac{P}{\eta_{\text{общ}}},$$

где P – мощность на приводном валу.

По каталогу выбирают двигатель трехфазный асинхронный короткозамкнутый серии 4А, закрытый, обдуваемый (табл. 7.2) с учетом требуемой частоты вращения.

Требуемая ориентировочная частота вращения вала электродвигателя

$$n_{\text{эл}} = n u_{\text{общ}},$$

где n – частота вращения приводного вала; $u_{\text{общ}} = u_1 u_2 \dots u_n$ – общее передаточное число, равное произведению передаточных чисел передач, составляющих привод.

Таблица 7.2

Технические характеристики электродвигателя

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Скольжение, %	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	$\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$
			Синхронная частота вращения 1500 об/мин	
90L4	2,2	5,1	2,0	2,2
100L4	4,0	4,7	2,0	2,2
132S4	7,5	3,0	2,0	2,2

Рекомендуемые передаточные числа механических передач приведены в табл. 7.3.

Таблица 7.3

Рекомендуемые передаточные числа передач

Вид передачи	Передаточное число	
	рекомендуемое	максимальное
Редуктор цилиндрический	3–4,5	12,5
Открытая зубчатая	4–6	20

Вид передачи	Передаточное число	
	рекомендуемое	максимальное
Цепная	2,5–4	8
Клиноременная	2–4	7

Номинальная частота вращения ротора электродвигателя

$$n_{\text{ном}} = n_{\text{эл}}(1-s),$$

где $n_{\text{эл}}$ – синхронная частота вращения ротора электродвигателя;
 s – коэффициент скольжения.

Для предотвращения выхода из строя электродвигателя его перегрузка должна быть не более 6 %.

Вращающий момент на валу привода

$$T = 9550 \frac{P_i}{n_i},$$

где P_i – мощность, передаваемая валом; n_i – частота вращения вала.

Задачи для самостоятельного решения

7.1. Выполнить энергетический и кинематический расчеты привода (рис. 7.1), состоящего из двигателя, муфты, цилиндрического редуктора, цепной передачи и приводного вала ленточного конвейера, если потребная мощность на приводном валу $P = 1,7$ кВт и частота его вращения $n = 100$ об/мин.

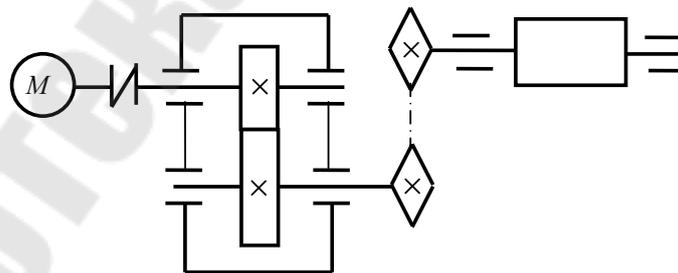


Рис. 7.1

7.2. Для привода (рис. 7.2), состоящего из двигателя, клиноременной передачи, цилиндрического редуктора, муфты и приводного вала цепного конвейера, рассчитать частоту вращения и вращающий

момент на каждом валу, если потребная мощность на приводном валу $P = 3,5$ кВт и частота его вращения $n = 120$ об/мин.

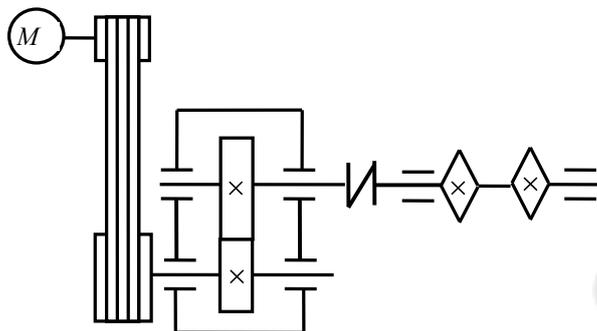


Рис. 7.2

7.3. Рассчитать частоту вращения выходного вала редуктора, а также передаваемую им мощность и вращающий момент, привода (рис. 7.3), состоящего из двигателя, муфты, цилиндрического редуктора, открытой конической передачи и приводного вала ленточного конвейера, если потребная мощность на приводном валу $P = 6,8$ кВт и частота его вращения $n = 110$ об/мин.

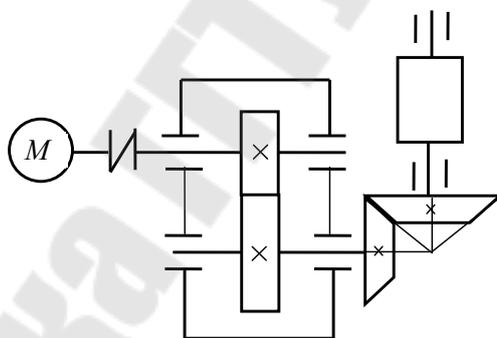


Рис. 7.3

8. Выбор материала зубчатых колес и определение допускаемых контактных напряжений

Для изготовления зубчатых колес в основном используются сталь. В зависимости от термообработки стальные зубчатые колеса подразделяются на две группы:

– с твердостью $HB \leq 350$ (зубчатые колеса нормализованные или улучшенные);

– с твердостью $HB > 350$ (зубчатые колеса с объемной закалкой, закалкой токами высокой частоты, азотированные и др.).

В основном используют нормализованные и улучшенные зубчатые колеса. Материал для зубчатых колес рекомендуется назначать по следующим соображениям:

– при окружных скоростях в пределах $V = 2\text{--}6$ м/с – углеродистые стали;

– при окружных скоростях $V > 6$ м/с – легированные стали.

– при окружной скорости $V < 2$ м/с можно применять чугун.

Для лучшей прирабатываемости зубчатых колес твердость шестерни назначают на 10–30 единиц больше твердости зубчатого колеса.

Допускаемые контактные напряжения для прямозубых зубчатых колес из стали

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} Z_R Z_V K_{xH} K_L,$$

где $S_H = 1,1$ – коэффициент безопасности, обеспечиваемый при однородной по объему структуре материала нормализацией и улучшением; $\sigma_{H \lim} = \sigma_{H \lim b} K_{HL}$ – предел контактной выносливости зубьев, соответствующий фактическому числу циклов нагружения; $\sigma_{H \lim b} = 2H_{HB} + 70$ – предел контактной выносливости зубьев, соответствующий базовому числу циклов нагружения;

$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$ – коэффициент долговечности (при $N_{HE} > N_{HO}$ $K_{HL} = 1$);

$N_{HO} = 30H_{HB}^{2,4}$ – базовое число циклов нагружения; H_{HB} – твердость рабочей поверхности зубьев колеса; N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения ($N_{HE} = 60cnt$ – при постоянной нагрузке;

$N_{HE} = 60c \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{T_i}{T}\right)^3 n_i t_i$ – при переменной нагрузке (рис. 8.1); c – число

зацеплений зуба за один оборот колеса; n – частота вращения зубчатого колеса; $t = 365Lk_{год} 24k_{сут}$ – время работы передачи; L – срок работы передачи; $k_{год}$ – коэффициент работы передачи в году; $k_{сут}$ – коэффициент работы передачи в сутках; Z_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости; Z_V – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости; K_{xH} – коэффициент, учитывающий

влияние размеров колеса; K_L – коэффициент, учитывающий влияние смазки.

Для зубчатых колес с диаметром делительной окружности $d < 1000$ мм рекомендуется принимать $Z_R Z_V K_L K_{xH} = 0,9$.

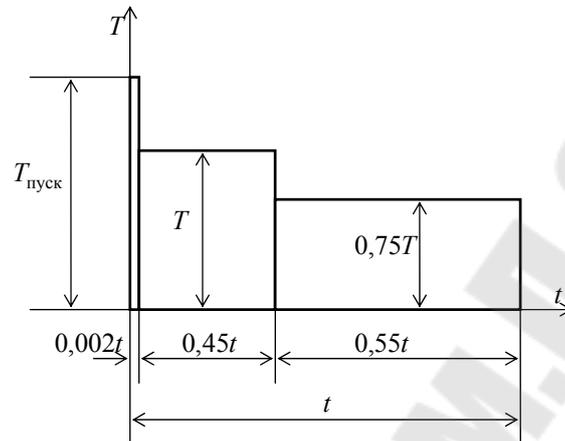


Рис. 8.1

Допускаемые контактные напряжения для непрямозубых зубчатых колес, изготовленных из стали, $\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2})$, при условии, что $\sigma_{HP} < 1,25\sigma_{HPmin}$. В противном случае для непрямозубых цилиндрических колес принимают $\sigma_{HP} = 1,25\sigma_{HPmin}$ и для непрямозубых конических колес – $\sigma_{HP} = 1,15\sigma_{HPmin}$.

Допускаемые контактные напряжения для колес, изготовленных из серого чугуна, $\sigma_{HP} = 1,5H_{HB}$ и из высокопрочного чугуна $\sigma_{HP} = 1,8H_{HB}$.

В табл. 8.1 приведены механические свойства некоторых сталей, в табл. 8.2 – свойства чугунов, применяемых для изготовления зубчатых колес.

Таблица 8.1

Механические свойства стали

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности σ_b , МПа	Предел текучести σ_t , МПа	Твердость H_{HB}	Термообработка
45	До 100	590	300	210–230	Нормализация
	100–300	570	290		
45	60–90	780	440	207–236	Улучшение
	90–120	730	390	196–222	

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности σ_b , МПа	Предел текучести σ_t , МПа	Твердость H_{HB}	Термообработка
40X	До 60	980	790	200–230	Нормализация
	100–200	760	690		
	200–300	740	490		
40X	До 120	930	690	257–285	Улучшение
	120–150	880	590	243–271	

Таблица 8.2

Механические свойства чугунов

Марка чугуна	Предел прочности при растяжении σ_b , МПа	Твердость H_{HB}
СЧ20	200	170–241
СЧ30	300	187–255
ВЧ45	450	187–255

Задачи для самостоятельного решения

8.1. Определить допускаемые контактные напряжения для расчета на усталостную прочность цилиндрического редуктора с косозубыми зубчатыми колесами, если нагрузка постоянная, срок службы редуктора $L = 10$ лет, коэффициенты работы редуктора в течение года и суток соответственно $k_{год} = 0,7$; $k_{сут} = 0,8$, передаточное число редуктора $u = 3$, частота вращения ведущего вала $n_1 = 2880$ об/мин.

8.2. Определить допускаемые контактные напряжения для расчета на усталостную прочность конического редуктора с прямозубыми зубчатыми колесами, если нагрузка переменная (рис. 8.1), срок службы редуктора $L = 12$ лет, коэффициенты работы редуктора в течение года и суток соответственно $k_{год} = 0,7$; $k_{сут} = 0,5$, передаточное число редуктора $u = 3$, частота вращения ведущего вала $n_1 = 780$ об/мин.

8.3. Определить допускаемые контактные напряжения для расчета на усталостную прочность конического редуктора с прямозубыми зубчатыми колесами, если нагрузка постоянная, срок службы редуктора $L = 8$ лет, коэффициенты работы редуктора в течение года и суток соответственно $k_{год} = 0,6$; $k_{сут} = 0,4$, передаточное число редуктора $u = 2,5$, частота вращения ведущего вала $n_1 = 780$ об/мин.

9. Расчет закрытой зубчатой передачи по контактным напряжениям на усталостную прочность

Диаметр начальной окружности цилиндрического колеса из условия усталостной прочности определяется по зависимости

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u+1)}{\psi_{bd} u \sigma_{HP}^2}},$$

где K_d – вспомогательный коэффициент ($K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$ – для прямозубых колес; $K_d = 675 \text{ МПа}^{1/3}$ – для косозубых и шевронных колес); T_1 – вращающий момент на шестерни, Нм; $\psi_{bd} = \frac{b_{w1}}{d_{w1}}$ – коэффициент ширины колеса (для прямозубых и косозубых колес $\psi_{bd} = 1$); $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (выбирается в зависимости от параметра ψ_{bd} и при симметричном расположении относительно опор прямозубых и косозубых колес он равен $K_{H\beta} = 1,05$); u – передаточное число.

Окружная скорость в зацеплении

$$V = \frac{\pi n_1 d_{w1}}{60 \cdot 1000}.$$

При $V < 6 \text{ м/с}$ применяют прямозубые колеса.

Ширина венца шестерни $b_{w1} = \psi_{bd} d_{w1}$ округляют до стандартного ближайшего значения.

Модуль зацепления определяется по зависимости

$$m = \frac{b_w}{\psi_m},$$

где $\psi_m = 25\text{--}30$ – параметр, выбираемый в зависимости от типа передачи и твердости рабочих поверхностей.

Значение модуля зацепления округляют до стандартного ближайшего значения. Для косозубых колес данный модуль является нормальным m_n .

Числа зубьев шестерни и колеса находят по формулам:

– для прямозубой передачи:

$$z_1 = \frac{d_{w1}}{m} \geq z_{\min} = 17; \quad z_2 = z_1 u;$$

– для косозубой передачи:

$$z_1 = \frac{d_{w1} \cos \beta_b}{m_n} \geq z_{\min} = 17 \cos^3 \beta_b; \quad z_2 = z_1 u,$$

где β_b – угол наклона зубьев зубчатого колеса (для косозубого колеса $\beta_b = 8^\circ$ – 20° , для шевронного колеса $\beta_b = 23^\circ$ – 30°):

$$\beta_b = \arcsin \frac{\pi m_n \varepsilon_\beta}{b_{w1}},$$

где ε_β – коэффициент осевого перекрытия, $\varepsilon_\beta = 1; 2; 3; \dots$

Если при $\varepsilon_\beta = 1$ $\beta_b < 8^\circ$, то принимают $\varepsilon_\beta = 2$ и т. д.

Значения z_1 и z_2 округляем до целых чисел.

Диаметры начальных окружностей:

– для прямозубых колес:

$$d_{w1} = m z_1; \quad d_{w2} = m z_2;$$

– для косозубых колес:

$$d_{w1} = \frac{m_n z_1}{\cos \beta_b}; \quad d_{w2} = \frac{m_n z_2}{\cos \beta_b}.$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}.$$

Рабочая ширина венца колеса

$$b_{w2} = b_{w1} - 5 \text{ мм.}$$

Средний диаметр начальной окружности шестерни конической передачи

$$d_{m1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_{bd} u \sigma_{HP}^2}}.$$

Коэффициент ширины шестерни принять $\psi_{bd} = 0,4$, в этом случае $k_{H\beta} = 1,1$.

Рабочая ширина венца шестерни и колеса

$$b_w = \psi_{bd} d_{m1}.$$

Углы делительных конусов:

$$\delta_2 = \arctg u; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = d_{m1} + b_w \sin \delta_1.$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1}$$

Правильность выбора параметра ψ_{bd}

$$\frac{b_w}{R_e} \leq 0,3.$$

При невыполнении этого условия уменьшают ψ_{bd} и делают перерасчет.

Окружной модуль $m_{te} \geq 0,1b_w$, который округляют до стандартного ближайшего значения.

Число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}}; \quad z_2 = z_1 u.$$

Найденные значения чисел зубьев шестерни и колеса округляют до целого числа и рассчитывают геометрические параметры передачи.

Задачи для самостоятельного решения

9.1. Спроектировать закрытую цилиндрическую прямозубую зубчатую передачу, если мощность на выходном валу $P_2 = 2,5$ кВт, частота вращения шестерни $n_1 = 100$ об/мин, передаточное число $u = 3$ и допускаемое контактное напряжение $\sigma_{HP} = 368$ МПа.

9.2. Спроектировать закрытую цилиндрическую шевронную зубчатую передачу, если мощность на выходном валу $P_2 = 4,5$ кВт,

частота вращения шестерни $n_1 = 300$ об/мин, передаточное число $u = 4$ и допускаемое контактное напряжение $\sigma_{HP} = 410$ МПа.

9.3. Спроектировать закрытую коническую зубчатую передачу, если мощность на выходном валу $P_2 = 2,8$, частота вращения шестерни $n_1 = 120$ об/мин передаточное число $u = 3$ и допускаемое контактное напряжение $\sigma_{HP} = 485$ МПа.

10. Выбор материала и определение допускаемых напряжений изгиба для открытых зубчатых передач

Допускаемые напряжения изгиба σ_{FP} при расчете на выносливость открытых зубчатых передач, колеса которых изготовлены из стали, в общем случае определяют по формуле

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}^0}{S_F} K_{Fc} K_{FL},$$

где $\sigma_{Flimb}^0 = 260 + H_{HB}$ – предел выносливости материала зубьев, соответствующий базовому числу $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ циклов перемены напряжений, МПа; K_{Fc} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки ($K_{Fc} = 1$ – при одностороннем приложении и $K_{Fc} = 0,7$ – при реверсивной передаче); $K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$ – коэффициент долговечности (при $N_{FE} > N_{FO}$ $K_{FL} = 1$); N_{NE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений; при постоянной нагрузке $N_{FE} = 60cnt$ и при переменной нагрузке определяется в соответствие с циклограммой нагружения (рис. 8.1):

$$N_{FE} = 60c \sum_{i=1}^{i=n} \left(\frac{T_i}{T} \right)^6 n_i t_i;$$

c – число зацеплений зуба за один оборот колеса; n – частота вращения зубчатого колеса в об/мин; $t = 365Lk_{год} 24k_{сут}$ – время работы передачи в часах; L – срок работы передачи в годах; $k_{год}$ – коэффициент работы передачи в году; $k_{сут}$ – коэффициент работы передачи в сутках; T_i – один из числа действующих моментов; T – максимальный

действующий момент; t_i – продолжительность действия момента T_i .
 $S_F = 1,7-2,2$ – коэффициент безопасности.

В случае применения для открытой зубчатой передачи чугуновых зубчатых колес допускаемые напряжения на изгиб рассчитывают по зависимости

$$\sigma_{Fp} = (0,31-0,36)\sigma_{вр}K_{Fc}K_{FL},$$

где 0,31 – для отливок не обработанных; 0,36 – для нормализованных и улучшенных; $\sigma_{вр}$ – предел прочности чугуна при растяжении.

Задачи для самостоятельного решения

10.1. Определить допускаемое напряжение изгиба при расчете на выносливость открытой зубчатой передачи, содержащей стальные зубчатые колеса. Циклограмма нагружения приведена на рис. 8.1, частота вращения шестерни $n = 120$ об/мин, передаточное число $u = 3,5$. Недостающие данные задать самостоятельно.

10.2. Определить допускаемое напряжение изгиба при расчете на выносливость открытой зубчатой передачи, содержащей чугуновые зубчатые колеса. Нагрузка постоянная, частота вращения шестерни $n = 60$ об/мин, передаточное число $u = 2,5$. Недостающие данные задать самостоятельно.

11. Проектный расчет открытой зубчатой передачи по напряжениям изгиба

При расчете открытой цилиндрической зубчатой передачи определяют модуль зацепления (для прямозубой зубчатой передачи определяют торцовый модуль m , для косозубой определяют нормальный модуль m_n). Расчет при этом ведут для менее прочного колеса, у которого отношение $\frac{\sigma_{Fp}}{Y_F}$ меньше:

$$m \geq 3 \sqrt{\frac{2T_F K_F K_{изн} Y_F \cos \beta_b}{z \psi_m \sigma_{Fp} k_{пF}}}; \quad m_n \geq 3 \sqrt{\frac{2T_F K_F K_{изн} Y_F \cos \beta_b}{z \psi_m \sigma_{Fp} k_{пF}}},$$

где T_F – вращающий момент, передаваемый зубчатым колесом; K_F – коэффициент нагрузки (при расчете обычно принимают $K_F = 1,5$); $K_{изн} = 1,25-1,5$ – коэффициент, учитывающий уменьшение

сопротивления опасного сечения зуба в открытых передачах из-за изнашивания; Y_F – коэффициент формы зуба, выбираемый в зависимости от числа зубьев проверяемого колеса. Для косозубых колес его определяют по приведенному числу зубьев колеса $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta_b}$; β_b – угол наклона зубьев; z – число зубьев проверяемого колеса; $\psi_m = \frac{b_w}{m}$ – коэффициент ширины зуба по модулю. Для косозубых колес – $\psi_m = \frac{b_w}{m_n}$. При расчете принимают: для прямозубых колес литых $\psi_m = 6-10$, с нарезанными зубьями – $\psi_m = 10-12$, для косозубых колес – $\psi_m = 15-40$, для шевронных – $\psi_m = 30-60$; $k_{\text{пF}}$ – коэффициент, учитывающий повышение прочности на изгиб косозубых колес по сравнению с прямозубыми. Для прямозубых колес $k_{\text{пF}} = 1$; для косозубых $k_{\text{пF}} = 12-14$; σ_{Fp} – допускаемое напряжение для материала колеса при изгибе.

При проектном расчете открытых конических зубчатых передач средний модуль определяют по зависимости

$$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{2,36T_F K_F K_{\text{изн}} Y_F \cos \beta_b}{z \psi_m \sigma_{Fp} k_{\text{пF}}}}$$

Коэффициент формы зуба Y_F принимают в зависимости от приведенного числа зубьев $z_v = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta}$.

Коэффициент ширины зуба рекомендуется принимать от $\psi_m = \frac{z_1}{7 \sin \delta_1}$ до $\psi_m = \frac{z_1}{5 \sin \delta_1}$. Коэффициент ширины зуба увеличивается с увеличением точности изготовления колеса.

Задачи для самостоятельного решения

11.1. Рассчитать цилиндрическую прямозубую открытую зубчатую передачу, если нагрузка постоянная, мощность на ведущем валу $P_1 = 2,8$ кВт, частота вращения $n_1 = 100$ об/мин, передаточное число $u = 4$.

11.2. Рассчитать коническую прямозубую открытую зубчатую передачу, если нагрузка постоянная, мощность на ведущем валу $P_1 = 2,8$ кВт, частота вращения $n_1 = 100$ об/мин, передаточное число $u = 4$.

12. Расчет ременной передачи

Методика расчета клиноременной передачи

Назначают сечение ремня в соответствии с номограммой (рис. 12.1).

В табл. 12.1 приведены размеры некоторых клиновых ремней по ГОСТ 1284.1–80.

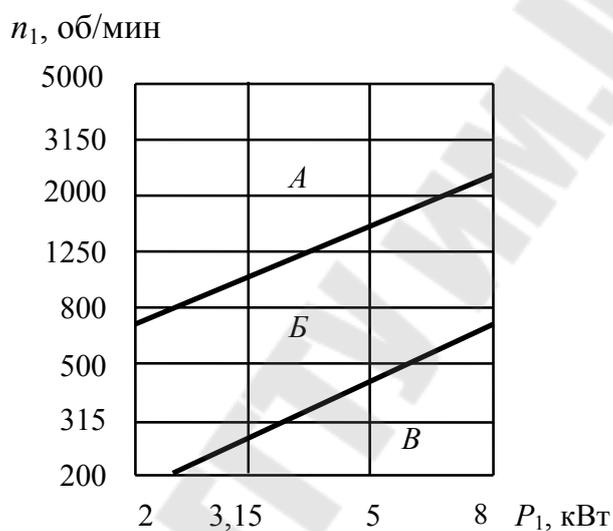


Рис. 12.1

Таблица 12.1

Геометрические параметры клиновых ремней

Обозначение сечения ремня	d_1 , мм не менее	T_0 , мм	A , мм ²	L_p , мм	Масса одного метра, кг
О	63	6	47	400-2500	0,06
А	90	8	81	560-4000	0,10
Б	125	10,5	133	800-6300	0,18
В	200	13,5	230	1800-10000	0,30

Вращающий момент на ведущем шкиве

$$T_1 = \frac{30P_1}{\pi n_1}$$

Диаметр ведущего шкива

$$d_1 \approx (3 \dots 4) \sqrt[3]{T_1}.$$

Диаметр ведомого шкива

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon),$$

где $\varepsilon = 0,02$ – коэффициент упругого скольжения.

Полученные значения диаметров шкивов согласуют со стандартным рядом: 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 и т. д.

Уточняют значение передаточного числа

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

Межосевое расстояние

$$a = 0,55(d_1 + d_2) + T_0,$$

где T_0 – высота сечения ремня.

Определяют длину ремня

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

Принимают стандартную длину ремня L_p из ряда: 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000; 11200; 12500; 14000; 16000; 18000.

Уточняют межосевое расстояние

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

где $\varpi = 0,5\pi(d_1 + d_2)$; $y = 0,25(d_2 - d_1)^2$.

Угол обхвата

$$\alpha = 180 - 60 \frac{d_2 - d_1}{a} \geq [\alpha].$$

Требуемое число ремней

$$z = \frac{P_1 C_p}{P_0 C_L C_\alpha C_z},$$

где C_p – коэффициент, учитывающий режим работы (для среднего режима и односменной работы $C_p = 1,1$); P_o – номинальная мощность в кВт, передаваемая одним ремнем по ГОСТ 1284.3–80 (табл. 12.2); C_L – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня по ГОСТ 1284.3–80 (табл. 12.3); C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата (табл. 12.4); C_z – коэффициент, учитывающий влияние числа ремней в передаче (табл. 12.5).

Таблица 12.2

Номинальная мощность в кВт, передаваемая ремнем

Сечение ремня (длина ремня L_p , мм)	d_1 , мм	u	Частота вращения n_1 , мм		
			200	400	700
А $L_p = 1700$	90	3	0,25	0,44	0,69
	100	3	0,30	0,53	0,84
	112	3	0,36	0,64	1,02
	125	3	0,42	0,76	1,22
	140	3	0,49	0,89	1,43
	160	3	0,58	1,07	1,72
	180 и более	3	0,68	1,24	2,00
Б $L_p = 2240$	125	3	0,55	0,76	0,96
	140	3	0,68	0,95	1,20
	160	3	0,84	1,18	1,51
	180	3	1,01	1,42	1,81
	200	3	1,17	1,65	2,11
	224	3	1,36	1,93	2,47
	250	3	1,57	2,23	2,85
В $L_p = 3750$	200	3	1,58	2,75	4,21
	224	3	1,94	3,41	5,29
	250	3	2,32	4,12	6,43
	280	3	2,76	4,93	7,76

Таблица 12.3

Значение коэффициента C_L

L_p , мм	Сечение ремня			L_p , мм	Сечение ремня		
	А	Б	В		А	Б	В
560	0,79	–	–	2000	1,03	0,98	0,88
710	0,83	–	–	2240	1,06	1,00	0,91
900	0,87	0,82	–	2500	1,09	1,03	0,93
1000	0,90	0,85	–	2800	1,11	1,05	0,95

Окончание табл. 12.3

L_p , мм	Сечение ремня			L_p , мм	Сечение ремня		
	А	Б	В		А	Б	В
1250	0,93	0,88	–	3150	1,13	1,07	0,97
1500	0,98	0,92	–	4000	1,17	1,13	1,02
1800	1,01	0,95	0,86			1,17	1,06

Таблица 12.4

Значение коэффициента C_α

α°	180	160	140	120	100	90	70
C_α	1,00	0,95	0,89	0,82	0,73	0,68	0,56

Таблица 12.5

Значение коэффициента C_z

z	2–3	4–6	свыше 6
C_z	0,95	0,90	0,85

Рассчитываем натяжение ветви ремня

$$F_o = \frac{850 P C_p C_L}{z V C_\alpha} + \theta V^2,$$

где θ – коэффициент, учитывающий влияние центробежной силы (табл. 12.6); $V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}$ – расчетная скорость ремня.

Таблица 12.6

Значение коэффициента θ

Сечение ремня	А	Б	В
θ	0,10	0,18	0,30

Определяют силу, действующую на вал:

$$F_B = 2F_o z \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Рабочий ресурс передачи

$$H_0 = \frac{N_{\text{оц}} L \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{max}}} \right)^8}{60 \pi d_1 n_1} C_i C,$$

где $N_{\text{оц}}$ – базовое число циклов перемены напряжений ($N_{\text{оц}} = 4,6 \cdot 10^6$ для сечения ремня А и $N_{\text{оц}} = 4,7 \cdot 10^6$ для сечений ремней Б и В); σ_{-1} – предел выносливости материала ремня, $\sigma_{-1} = 7$ МПа; $C_i = 1,5\sqrt[3]{u} - 0,5$ – коэффициент, учитывающий влияние передаточного отношения; C_H – коэффициент нагрузки, $C_H = 1$ при постоянной нагрузке и $C_H = 2$ при периодически изменяющейся нагрузке от нуля до номинального значения; σ_{max} – максимальное напряжение в сечении ремня:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{v}},$$

где $\sigma_1 = \frac{F_0 + 0,5F_t}{A}$ – напряжение в сечении ремня от растяжения;

$F_t = \frac{P_1}{V}$ – окружное усилие; $\sigma_{\text{и}} = E_{\text{и}} \frac{T_0}{d_1}$ – напряжение в сечении ремня, возникающее при изгибе; $E_{\text{и}}$ – модуль упругости первого рода, $E_{\text{и}} = 150$ МПа; $\sigma_{\text{v}} = \rho V^2$ – напряжение в сечении ремня от центробежной силы; ρ – плотность материала ремня, $\rho = 1100$ кг/м³.

Рабочий ресурс ремней должен быть не менее 2000 часов.

Задачи для самостоятельного решения

12.1. Рассчитать клиноременную передачу, если нагрузка постоянная, мощность на ведущем валу $P_1 = 2,8$ кВт, частота вращения $n_1 = 100$ об/мин, передаточное число $u = 4$.

12.2. Рассчитать клиноременную передачу, если нагрузка постоянная, мощность на ведущем валу $P_1 = 5$ кВт, частота вращения $n_1 = 500$ об/мин, передаточное число $u = 3$.

13. Расчет цепной передачи

Расчет цепной передачи заключается в проверке частоты вращения ведущей звездочки, числа ударов цепи, давления в шарнире и нормативного коэффициента запаса прочности.

Число зубьев ведущей звездочки определяют в зависимости от требуемого передаточного числа u (табл. 13.1).

Рекомендуемые числа зубьев ведущей звездочки

Тип цепи	Z_1 при передаточном числе					
	1–2	2–3	3–4	4–5	5–6	6
Втулочная и роликовая	31–27	27–25	25–23	23–21	21–17	15–13

Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 u.$$

Коэффициент эксплуатации цепной передачи

$$K_э = K_d K_a K_{рег} K_{см} K_{реж} K_n K_T,$$

где K_d – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки (при спокойной нагрузке $K_d = 1$, при нагрузке с толчками $K_d = 1,2–1,5$, при сильных ударах $K_d = 1,8$); K_a – коэффициент, учитывающий межосевое расстояние (при межосевом расстоянии $a = (30–50)t$ $K_a = 1$; при $a \leq 25t$ $K_a = 1,25$; при $a = (60–80)t$ $K_a = 0,9$; так как шаг цепи неизвестен, то в расчете принимаем $K_a = 1$); $K_{рег}$ – коэффициент, учитывающий способ натяжения цепи (при перемещении одной из опор $K_{рег} = 1$; с помощью натяжной звездочки $K_{рег} = 1,1$; без регулирования $K_{рег} = 1,25$); $K_{см}$ – коэффициент, учитывающий способ смазывания цепи: при картерной смазке $K_{см} = 0,8$; при непрерывной смазке $K_{см} = 1$; при периодической смазке $K_{см} = 1,3–1,5$; $K_{реж} = \sqrt[3]{n}$ – коэффициент, учитывающий режим работы передачи (n – число смен работы цепной передачи в сутках); K_n – коэффициент, учитывающий влияние наклона цепи (при наклоне до 45° $K_n = 1$; при наклоне под углом φ свыше 45° $K_n = 0,15\sqrt{\varphi}$); K_T – коэффициент, учитывающий температуру T окружающей среды (при $25^\circ\text{C} < T \leq 150^\circ\text{C}$ принимают $K_T = 1$).

Ориентировочное значение шага цепи

$$t \geq 598 \sqrt{\frac{P_1 K_э}{z_1 n_1 m_p [q_0]}}$$

где P_1 – мощность на валу ведущей звездочки; n_1 – частота вращения ведущей звездочки; m_p – число рядов цепи (предварительно принимают $m_p = 1$); $[q_0]$ – среднее допустимое давление в шарнирах при заданной частоте вращения n_1 ведущей звездочки (табл. 13.2, 13.3).

Таблица 13.2

Допустимое давление в шарнирах роликовых цепей

Частота вращения n_1 , об/мин (не более)	$[q_0]$, МПа, при шаге цепи t , мм			
	12,7–15,87	19,05–25,4	31,75–38,1	44,45–50,8
200	30,9	29,4	28,1	25,7
400	28,1	25,7	23,7	20,6
600	25,7	22,9	20,6	17,2

Принимают ближайшее большее значение шага цепи t .

Таблица 13.3

Максимальные частоты вращения ведущей звездочки

Число зубьев ведущей звездочки, z_1	Максимальное значение частоты вращения ведущей звездочки n_{1max} , об/мин, при шаге цепи t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
15	2300	1900	1350	1150	1000	750	650	600
19	2400	2000	1450	1200	1050	800	700	650
23	2500	2100	1500	1250	1100	800	750	650
27	2550	2150	1550	1300	1100	850	750	700
30	2600	2200	1550	1300	1100	850	750	700

Параметры цепи приведены в табл. 13.4.

Таблица 13.4

Параметры цепи

Обозначение цепи	Параметры цепи				
	t , мм	Q , Н	B , мм	q , кг/м	d , мм
ПР-12,7-900	12,7	900	5,80	0,31	3,66
ПР-12,7-1800-1	12,7	1800	8,90	0,62	4,45
ПР-12,7-1800-2	12,7	1800	11,30	0,71	4,45
ПР-15,875-2300-1	15,875	2300	10,11	0,80	5,08
ПР-15,875-2300-2	15,875	2300	13,28	0,96	5,08
ПР-19,05-2500	19,05	2500	17,75	1,52	5,96

Обозначение цепи	Параметры цепи				
	t , мм	Q , Н	B , мм	q , кг/м	d , мм
ПР-25,4-5000	25,4	5000	22,61	2,57	7,95
ПР-31,75-7000	31,75	7000	27,46	3,73	9,55
ПР-38,1-10000	38,1	10000	35,46	5,50	11,12
ПР-44,45-13000	44,45	13000	37,19	7,50	12,72
ПР-50,8-16000	50,8	16000	44,00	9,70	14,29

Проекция опорной поверхности шарнира

$$A = Bd.$$

Средняя скорость цепи

$$v = \frac{Z_1 n_1}{60 \cdot 1000}.$$

Число звеньев цепи

$$w = \frac{2a}{t} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}.$$

Число ударов цепи в секунду (допустимые значения приведены в табл. 13.5):

$$v = \frac{Z_1 n_1}{30w} \leq [v].$$

Таблица 13.5

Допустимое число ударов цепи [v]

Шаг цепи t , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Допускаемое число ударов [v] в секунду	40	30	25	20	16	14	12	10

Полезное рабочее усилие

$$F_t = \frac{1000P_1}{v}.$$

Уточняют значения коэффициента эксплуатации K'_3 , для принятого числа звеньев цепи рассчитывают межосевое расстояние, выражают его в шагах и уточняют коэффициент K'_a

$$K'_3 = K'_3 K'_a.$$

Определяют давление в шарнирах цепи и сравнивают его с допустимым $[q_0]$:

$$q_t = \frac{F_t K'_3}{A} \leq [q_0].$$

Натяжение цепи от действия центробежных сил

$$S_v = qV^2.$$

Натяжение от провисания цепи

$$S_q = K_f q a g,$$

где K_f – коэффициент, зависящий от положения межосевой линии: (для горизонтальных передач $K_f = 6$, для передач с углом наклона до 40° $K_f = 4$, для передач с углом наклона более 40° $K_f = 2$, для вертикальных передач $K_f = 1$).

Определяют коэффициент безопасности и сравнивают его с допустимым значением $[s]$ (табл. 13.6):

$$s = \frac{Q}{K_d F_t + S_v + S_q} > [s].$$

Таблица 13.6

Допустимые коэффициенты безопасности

Шаг роликовой цепи	Значение $[s]$ при частоте вращения n_1 , об/мин (не более)			
	200	400	600	800
12,70–15,875	7,8	8,5	9,3	10,2
19,05–25,40	8,2	9,3	10,3	11,7

Нагрузка, действующая на вал:

$$F_B = K_B F_t,$$

где K_B – коэффициент нагрузки (табл. 13.7).

Значение коэффициента нагрузки

Нагрузка	Коэффициент нагрузки K_B	
	Передача горизонтальная или с углом наклона до 40°	Передача вертикальная или с углом наклона более 40°
Спокойная	1,15	1,05
Ударная	1,30	1,15

Задачи для самостоятельного решения

13.1. Рассчитать передачу роликовой цепью в механизме привода, если передаваемая мощность $P_1 = 3$ кВт, передаточное число $u = 3$, межосевое расстояние a не более 500 мм, частота вращения ведомой звездочки $n_2 = 50$ об/мин, регулировка передачи производится смещением оси ведущей звездочки, нагрузка с умеренными толчками, смазка периодическая, работа двухсменная, передача наклонена к горизонту под углом 80° .

13.2. Рассчитать передачу роликовой цепью в механизме привода, если вращающий момент на валу ведущей звездочки $T_1 = 200$ Н·мм, передаточное число $u = 2$, частота вращения ведомой звездочки $n_2 = 50$ об/мин, регулировка передачи производится смещением оси ведущей звездочки, нагрузка постоянная, смазка капельная, работа трехсменная, передача наклонена к горизонту под углом 80° .

14. Расчет вала на усталостную прочность

Расчет вала на усталостную прочность проводят в опасном сечении вала, где действуют максимальный изгибающий момент M_{\max} и крутящий момент T .

Диаметр вала в опасном сечении

$$d \geq 3 \sqrt{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma_{-1и}]}}$$

где $M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\max}^2 + T^2}$ – эквивалентный момент, действующий в опасном сечении; $[\sigma_{-1и}]$ – допускаемое напряжение на изгиб при расчете на усталостную прочность.

Общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении вала

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}},$$

где $s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$ – коэффициент запаса прочности по нормаль-

ным напряжениям; $s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$ – коэффициент запаса прочности

по касательным напряжениям; σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости материала вала при симметричных циклах изгиба и кручения (для углеродистых конструкционных сталей $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B$; для легированных сталей $\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70-120)$ МПа; $\tau_{-1} = (0,50-0,58)\sigma_{-1}$); k_σ , k_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (табл. 14.1); ε_σ , ε_τ – коэффициенты, учитывающие влияние масштабного фактора при изгибе и кручении (табл. 14.2); β – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности (при $R_a = 0,32-2,5$ мкм принимают $\beta = 0,90-0,97$); ψ_σ , ψ_τ – коэффициенты, учитывающие влияние постоянной составляющей цикла на усталость при изгибе и кручении (табл. 14.3); σ_m – среднее напряжения цикла нормальных напряжений

($\sigma_m = 0$); $\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{\text{и}}}$ – амплитуда цикла нормальных напряже-

ний; $\tau_a = 0,5\tau_{\max} = \frac{T}{2W_{\text{к}}}$ – амплитуда цикла касательных напряжений;

$\tau_m = \tau_a$ – среднее напряжения цикла касательных напряжений;

$W_{\text{и}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)}{2d}$ – момент сопротивления сечения вала изгибу

в местах установки зубчатого колеса; $W_{\text{к}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)}{2d}$ – момент

сопротивления сечения кручению в местах установки зубчатого колеса; d – диаметр вала в рассматриваемом сечении; b , t_1 – ширина и глубина шпоночного паза.

Таблица 14.1

**Значение коэффициентов k_{σ} и k_{τ} для валов
с одной шпоночной канавкой**

Коэффициенты	σ_b , МПа			
	600	700	800	900
k_{σ}	1,60	1,75	1,80	1,90
k_{τ}	1,50	1,60	1,70	1,90

Таблица 14.2

Значение коэффициентов ε_{σ} и ε_{τ}

Сталь		Диаметр вала d мм						
		20	30	40	50	70	100	120
Углеродистая	ε_{σ}	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	ε_{τ}	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Легированная	ε_{σ}	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
	ε_{τ}	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Таблица 14.3

Значения коэффициентов ψ_{σ} и ψ_{τ}

Сталь	ψ_{σ}	ψ_{τ}
Углеродистая мягкая	0,15	0,05
Среднеуглеродистая	0,20	0,10
Легированная	0,25	0,15

Таблица 14.4

Размеры призматических шпонок и паза в валу

Диаметр вала D , мм	Сечение шпонки $b \times h$, мм	Глубина шпоночного паза в валу t_1 , мм
Свыше 22 до 30	8 × 7	4,0
Свыше 30 до 38	10 × 8	5,0
Свыше 38 до 44	12 × 8	5,0
Свыше 44 до 50	14 × 9	5,5
Свыше 50 до 58	16 × 10	6
Свыше 58 до 65	18 × 11	7

Расчетное значение s должно быть не ниже допускаемого $[s] = 2,5$.

Задачи для самостоятельного решения

14.1. Выполнить уточненный расчет вала, изготовленного из стали 45, на усталостную прочность для заданной схемы (рис. 14.1), если $F_{t1} = 1500$ Н, $F_{r1} = 558$ Н, $F_{t2} = 750$ Н, $F_{r2} = 279$ Н, $a = 50$ мм, $b = 80$ мм, $c = 50$ мм, $r_1 = 40$ мм, $r_2 = 80$ мм, $[\sigma_{-1и}] = 50$ МПа.

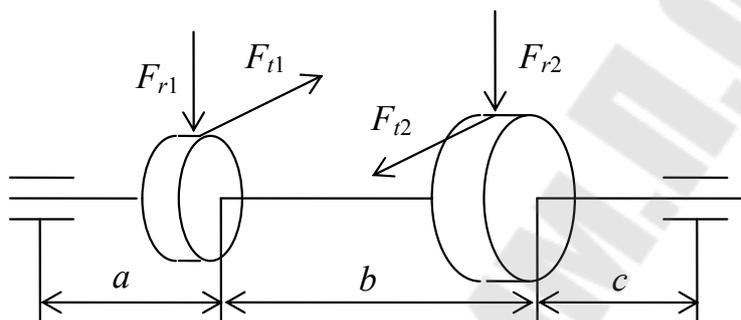


Рис. 14.1

14.2. Выполнить уточненный расчет вала на усталостную прочность для заданной схемы (рис. 14.2), если $F_{t1} = 1500$ Н, $F_{r1} = 558$ Н, $F_{t2} = 750$ Н, $F_{r2} = 279$ Н и $F_{a2} = 159$ Н, $a = 60$ мм, $b = 80$ мм, $c = 60$ мм, $r_1 = 42$ мм, $r_2 = 84$ мм, $[\sigma_{-1и}] = 50$ МПа.

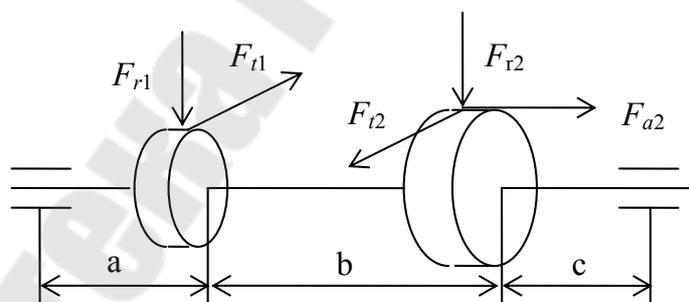


Рис. 14.2

Литература

1. Гузенков, П. Г. Детали машин / П. Г. Гузенков. – Москва : Высш. шк., 1986. – 359 с.
2. Иванов, М. Н. Детали машин : учеб. для вузов / М. Н. Иванов. – Москва : Высш. шк., 1976. – 399 с.
3. Иосилевич, Г. Б. Детали машин : учеб. для вузов / Г. Б. Иосилевич. – Москва : Машиностроение, 1988. – 368 с.
4. Решетов, Д. Н. Детали машин : учеб. для вузов / Д. Н. Решетов. – Изд. 3-е. – Москва : Машиностроение, 1975. – 655 с.
5. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / И. И. Артоболевский. – Москва : Наука, 1975. – 640 с.

Содержание

Введение.....	3
1. Рычажные механизмы.....	3
2. Кулачковый механизм.....	19
3. Планетарный механизм.....	26
4. Замкнутый дифференциальный механизм.....	31
5. Геометрические параметры зубчатых колес.....	34
6. Геометрические параметры червячной передачи.....	38
7. Кинематический и энергетический расчет привода.....	41
8. Выбор материала зубчатых колес и определение допусковых контактных напряжений.....	44
9. Расчет закрытой зубчатой передачи по контактными напряжениям на усталостную прочность.....	48
10. Выбор материала и определение допусковых напряжений изгиба для открытых зубчатых передач.....	51
11. Проектный расчет открытой зубчатой передачи по напряжениям изгиба.....	52
12. Расчет ременной передачи.....	54
13. Расчет цепной передачи.....	58
14. Расчет вала на усталостную прочность.....	63
Литература.....	67

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

**Бельский Алексей Тимофеевич
Тариков Георгий Петрович**

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

Задачник

**для практических и самостоятельных занятий
по одноименному курсу для студентов
экономических специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Редактор *М. В. Аникеенко*
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 15.02.11.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 3,95. Уч.-изд. л. 2,89.

Изд. № 58.

E-mail: ic@gstu.by

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр учреждения образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0549424 от 08.04.2009 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.