

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

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к контрольным работам по одноименному курсу
для студентов экономических специальностей
заочной формы обучения**

Гомель 2009

УДК 621.81.001.63(075.8)
ББК 34.42я73
Б44

*Рекомендовано научно-методическим советом
заочного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 2 от 20.11.2007 г.)*

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

Бельский, А. Т.
Б44 Основы проектирования машин : метод. указания к контрол. работам по одноим. курсу для студентов экон. специальностей заоч. формы обучения / А. Т. Бельский, Г. П. Тариков. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. – 36 с. – Систем. требования: 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.

Приводятся теоретический материал, расчетные формулы, а также справочные данные, необходимые для решения задач, содержащихся в контрольной работе по курсу «Основы проектирования машин».

Для студентов экономических специальностей заочной формы обучения.

УДК 621.81.001.63(075.8)
ББК 34.42я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2009

При разработке данного практического руководства авторы преследовали цель существенно облегчить выполнение контрольной работы студентами заочного факультета по курсу «Основы проектирования машин», которая состоит из шести задач, охватывающих основные разделы курса.

Первая задача посвящена синтезу рычажного механизма и определению скорости и ускорения точки его звена.

Проектирование рычажных механизмов.

Шарнирный четырехзвенник. Проектирование данного механизма выполняется в заданиях 1,3,4,6,7,8,10. Обозначим длины звеньев механизма следующим образом:

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

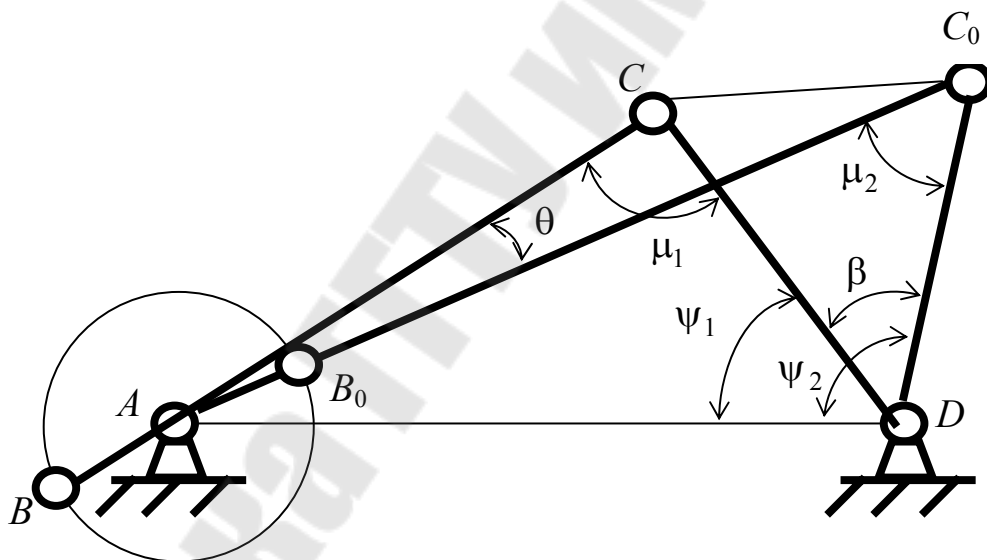


Рис.1

Для положений механизма, изображенного на рис.1, основные математические зависимости, связывающие размеры звеньев механизма, будут иметь вид:

$$l_3 + l_2 = \sqrt{l_3^2 + l_2^2 - 2l_3l_2 \cos \psi_2}; \quad l_3 - l_2 = \sqrt{l_3^2 + l_2^2 - 2l_3l_2 \cos \psi_1}.$$

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

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

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

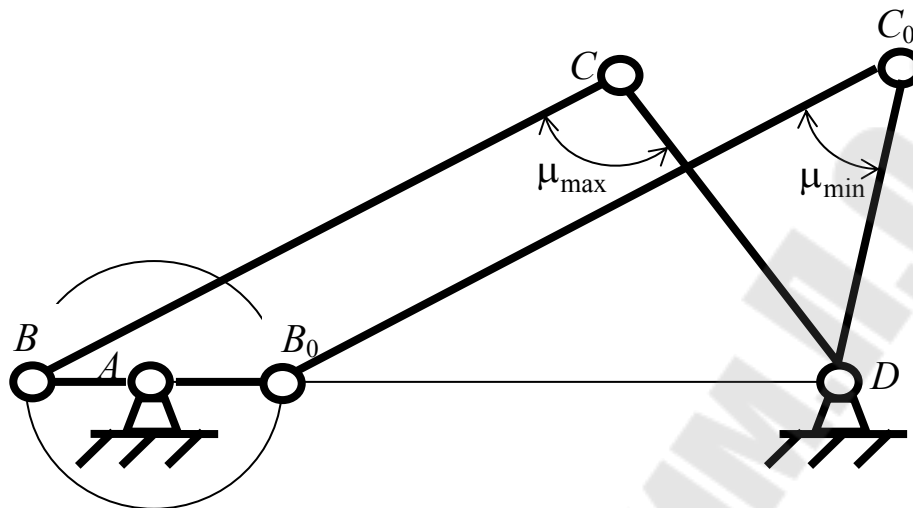


Рис.2

На рис. 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:

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

Кривошипно-ползунный механизм. Проектирование данного механизма выполняется в заданиях 2,5,6,9. Кривошипно-ползунный механизм бывает центральный (рис.3) и дезаксиальный (рис.4). Обозначим длины звеньев механизма следующим образом:

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

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

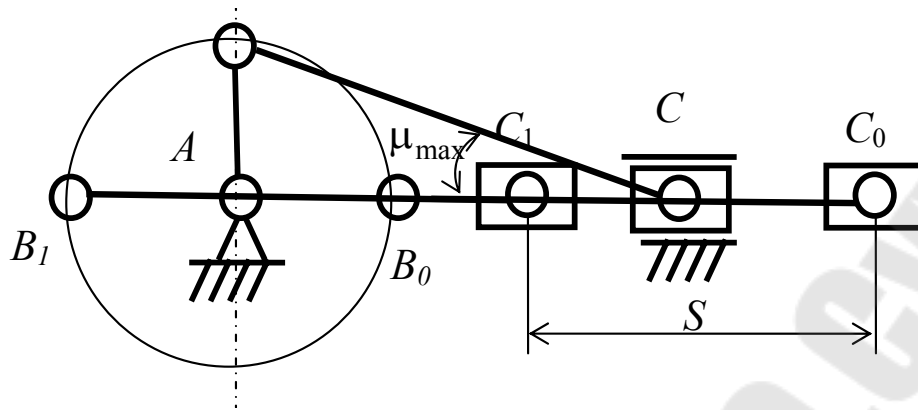


Рис. 3

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

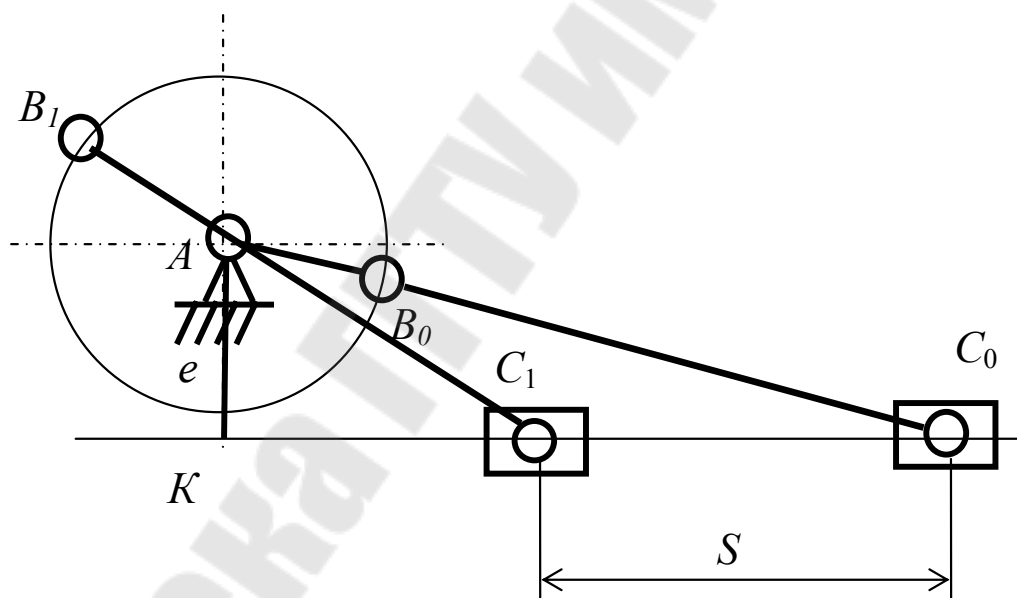


Рис. 4

Для дезаксиального механизма имеем следующие зависимости:

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

$$\text{максимальный угол давления } \mu_{\max} = \arcsin \frac{l_2 + e}{l_3};$$

минимальный угол давления $\mu_{\min} = \arcsin \frac{e - l_2}{l_3}$, если $e > l_2$ и

$$\mu_{\min} = \arcsin \frac{l_2 - e}{l_3}, \text{ если } l_2 > e.$$

Кулисный механизм. Проектирование кулисного механизма (рис.5) выполняется в заданиях 2,

Обозначим длины звеньев механизма следующим образом:
 $AB = l_2$; $CD = l_3$; $E_1E_0 = h$, $AD = l_1$.

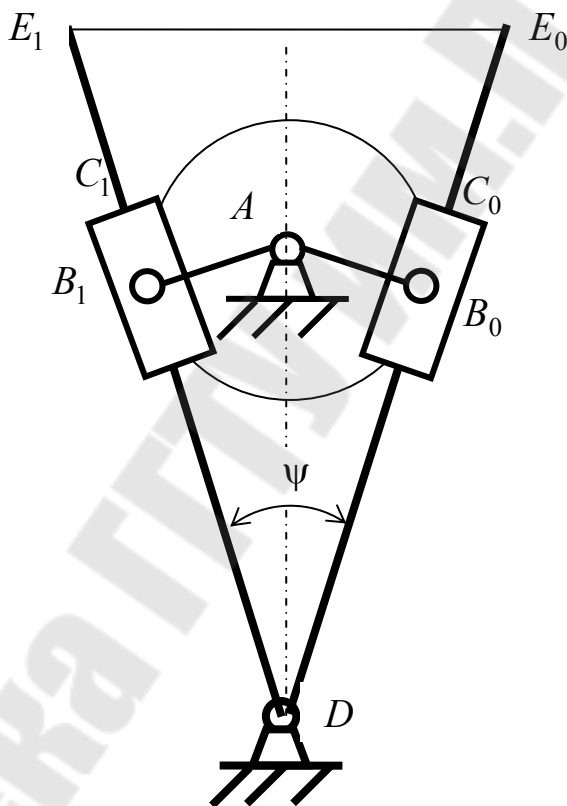


Рис. 5

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.

При проектировании механизмов, которые встречаются в заданиях, необходимо решить следующие системы уравнений, связывающие их параметры.

Задача 1. Методика решения

В задании 1 для определения длин кривошипа l_{AB} и шатуна l_{BC} необходимо рассмотреть два крайних положения механизма шарнирного четырехзвенника и решить треугольники ΔAC_1D и ΔAC_2D .

В задании 2 для определения длин кривошипа l_{AB} и шатуна l_{BC} необходимо рассмотреть два крайних положения кривошипно-ползунного механизма. По коэффициенту изменения средней скорости ползуна определить угол перекрытия, а затем совместно решить уравнение для треугольника ΔAC_1C_2 и уравнение для определения хода ползуна $l_{C_1C_2}$.

В задании 3 для определения длин кривошипа l_{AB} и шатуна l_{BC} необходимо рассмотреть два крайних положения механизма шарнирного четырехзвенника и решить треугольники ΔAC_1D и ΔAC_2D , предварительно определив по коэффициенту изменения средней скорости K угол перекрытия.

В задании 4 для определения длин кривошипа l_{AB} и шатуна l_{BC} необходимо рассмотреть два крайних положения механизма шарнирного четырехзвенника и два положения, соответствующие экстремальным значениям углов передачи μ_{\min} и μ_{\max} .

В задании 5 для определения длин кривошипа l_{AB} , стойки l_{AC} , коромысла l_{CD} и шатуна l_{DE} необходимо по коэффициенту изменения средней скорости K кулисы CB определить угол качания, а затем совместно решить систему из трех уравнений: уравнение для определения L , уравнения для определения H и уравнения для косоугольного треугольника ΔCDE .

В задании 6 длину шатуна l_{CE} определить из косоугольного треугольника ΔDCE . Построить два крайних положения механизма. Совместно решая уравнения косоугольных треугольников ΔACD и ΔAC_1D , определить длины кривошипа l_{AB} и шатуна l_{BC} .

В задании 7 длины звеньев кривошипа l_{AB} , шатуна l_{BC} и стойки l_{AD} определяются из решения косоугольных треугольников $\Delta DC'C''$, $\Delta AC'D$ и $\Delta AC'C''$.

В задании 8 для определения размеров механизма необходимо воспользоваться методом обращенного движения. Всему механизму придать угловую скорость, равную угловой скорости коромысла DCF . В этом случае стойка AD в первом случае повернется на угол $\psi_2 - \psi_1$, а во втором – на угол $\psi_3 - \psi_1$.

В задании 9 для определения размеров механизма необходимо воспользоваться методом обращенного движения. Всему механизму придать угловую скорость, равную угловой скорости кривошипа AB . В этом случае стойка AD в первом случае повернется на угол $\varphi_2 - \varphi_1$, а во втором – на угол $\varphi_3 - \varphi_1$.

В задании 10 для определения длин кривошипа l_{AB} , стойки l_{AD} и шатуна l_{BC} необходимо рассмотреть косоугольные треугольники ΔAC_1D , ΔAC_2D и ΔDC_1C_2 . Так как коэффициент изменения средней скорости коромысла CD равен единице, то точки A , C_1 и C_2 лежат на одной прямой линии.

Определение скорости и ускорения точки звена механизма осуществляют путем построения планов скоростей и ускорений (все построения планов скоростей и ускорений выполнялись без учета масштаба).

Рассмотрим определение скорости и ускорения точки C для шарнирного четырехзвенника (рис.6,а).

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.6,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

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

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

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:

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

Рассмотрим определение ускорения точки C . Из полюса плана ускорений π параллельно звену AB в направлении от точки B к точке A откладываем отрезок πb , который в масштабе μ_a будет изображать ускорение точки B .

Так как ускорение точки B по модулю равно

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

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 (задания 1, 3,4,6,7,8,10)

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^\tau,$$

$$\vec{a}_C = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^n + \vec{a}_{CD}^\tau,$$

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 .

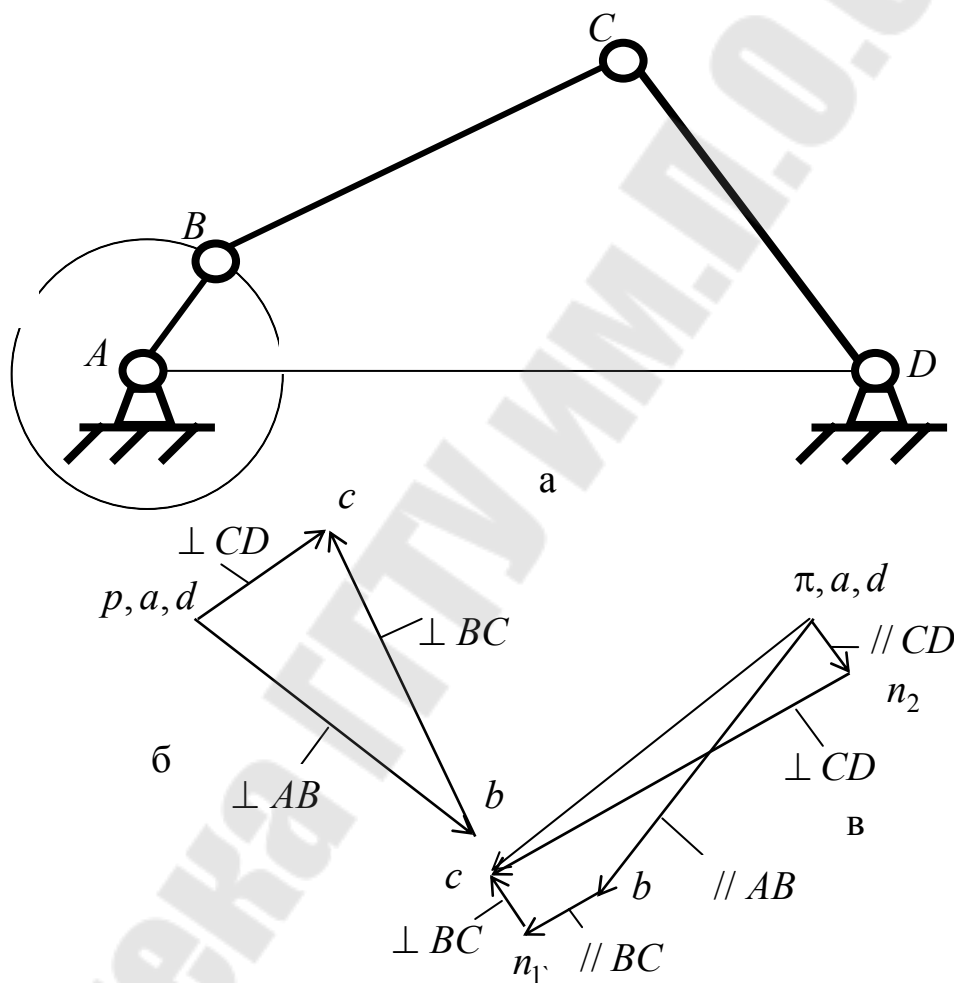


Рис. 6

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

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

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 и полюса π (так как ускорение точки D равно нулю) откладываем вектор $\pi\vec{n}_2$, 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.

Ускорение точки C будет равно

$$a_C = \pi c \cdot \mu_a.$$

Для задания 2 и 9 скорость и ускорение точки C определяются в результате графических решений следующих систем векторных уравнений:

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

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

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^\tau,$$

$$\vec{a}_C = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^{kop} + \vec{a}_{CD}^{omn},$$

где \vec{V}_{CD} – вектор относительной скорости точки C относительно точки D , которая лежит на неподвижном звене;

\vec{a}_{CD}^{kop} – вектор кориолисового ускорения в относительном движении точки C относительно точки D ,

\vec{a}_{CD}^{omn} – вектор относительного ускорения точки C относительно точки D .

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

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

В данном случае $\omega_1 = 0$.

Направление кориолисового ускорения определяется путем поворота относительной скорости на 90° в направлении угловой скорости направляющего звена.

Вектор относительного ускорения \vec{a}_{CD}^{omn} точки C относительно точки D параллелен направляющему звену.

На рис.7,а изображен план скоростей, а на рис.7,б - план ускорений кривошипно-ползунного механизма.

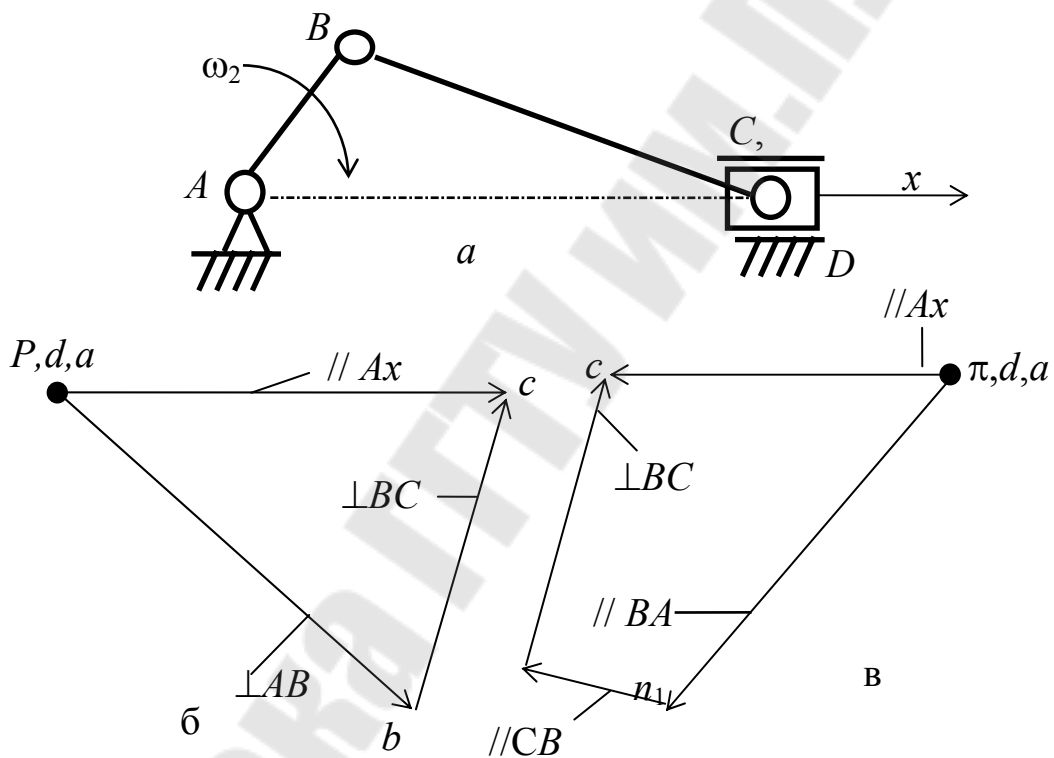


Рис.7

Скорость и ускорение точки B_4 , принадлежащей кулисе CB в задание 5 определяют в результате графического решения следующей системы векторных уравнений:

$$\vec{V}_{B_4} = \vec{V}_{B_2} + \vec{V}_{B_4B_2},$$

$$\vec{V}_{B_4} = \vec{V}_C + \vec{V}_{B_4C}.$$

$$\vec{a}_{B_4} = \vec{a}_C + \vec{a}_{B_4C}^n + \vec{a}_{B_4C}^\tau,$$

$$\vec{a}_{B_4} = \vec{a}_D + \vec{a}_{B_4B_2}^{kop} + \vec{a}_{B_4B_2}^{omh}.$$

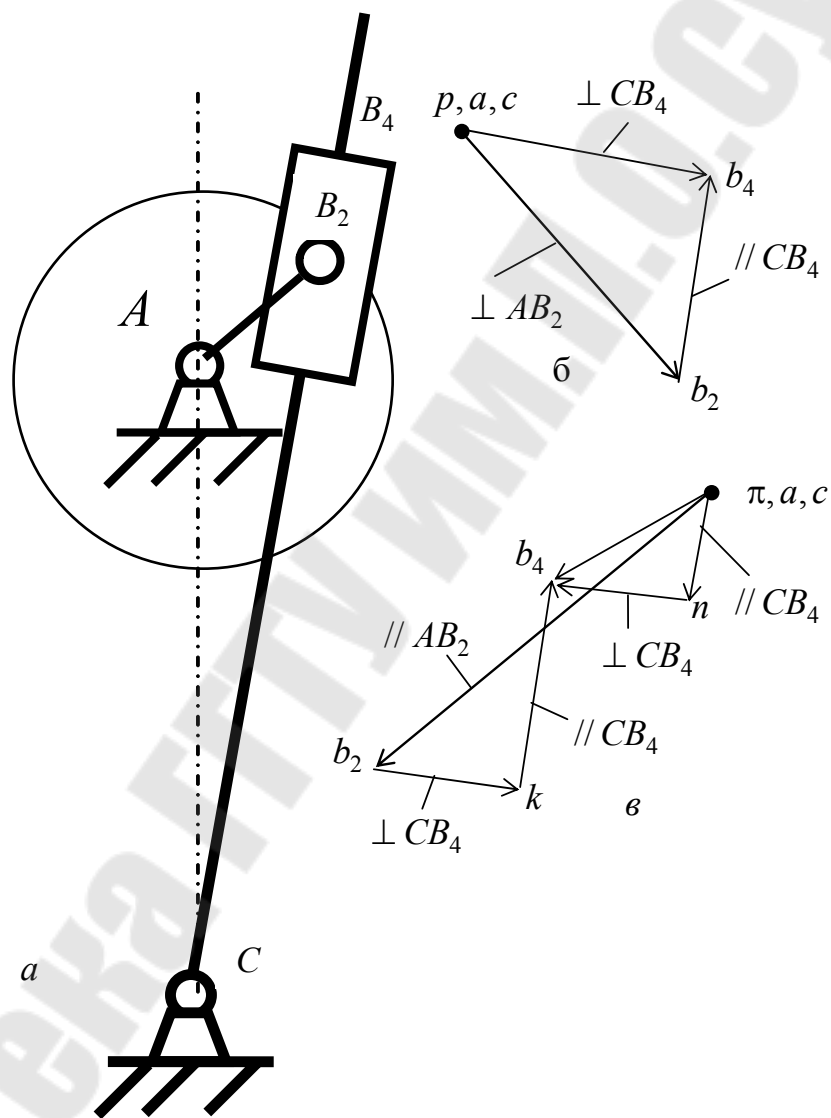


Рис.8

На рис.8,а изображен план скоростей, а на рис.8,б - план ускорений кулисного механизма.

Задача 2. Методика решения

Для определения перемещения толкателя графическим методом необходимо дважды графически проинтегрировать заданный закон движения толкателя. После определения масштаба графика переме-

щений, находят искомое перемещение при заданном угле поворота кулачка.

Графическое интегрирование осуществляется методом хорд. Рассмотрим последовательность графического интегрирования.

Строим график аналога ускорений $\frac{d^2S}{d\varphi^2} - \varphi$ (рис.9). Высотой h задаемся, а высоту h_1 определяем из равенства площадей треугольника и прямоугольника. Разбиваем ось φ на равные части. Слева от начала координат на произвольном расстоянии H помещаем полюс P .

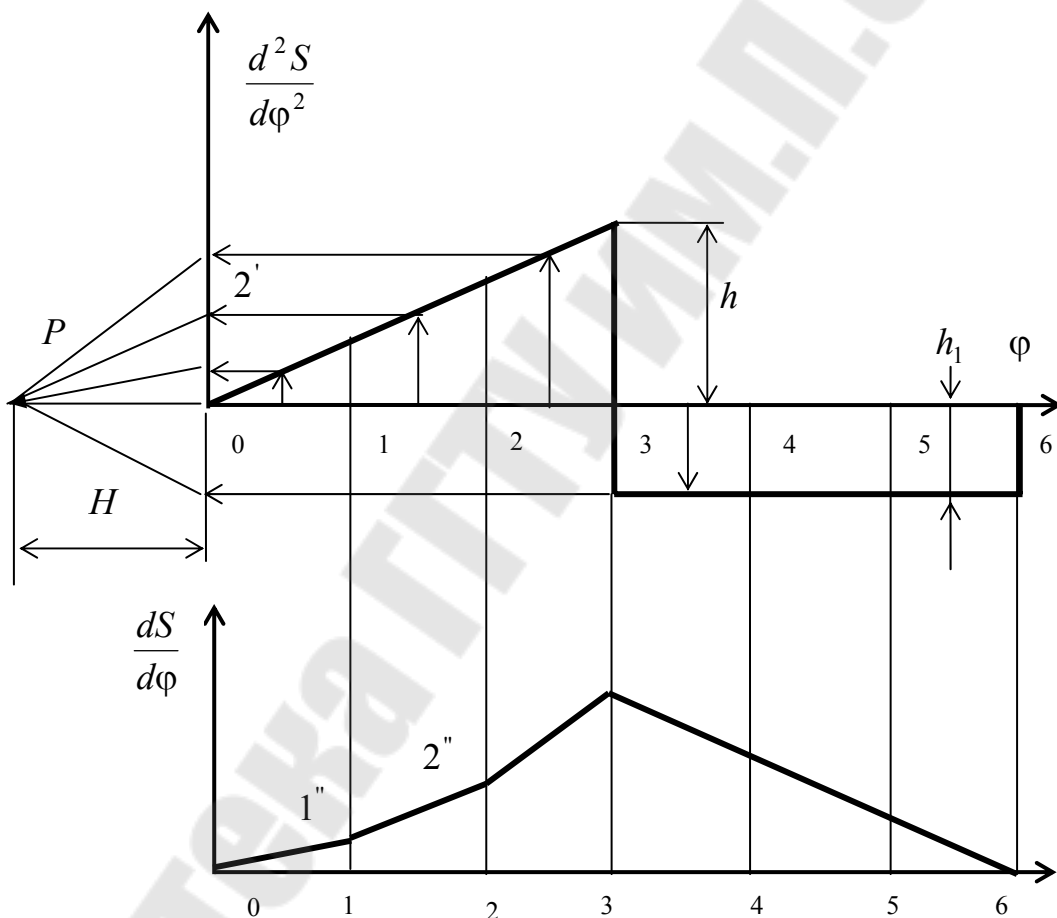


Рис. 9

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 пересечения 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 $P1'$ до пересечения с ординатой 1, получаем точку $1''$.

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 $P1''$ до пересечения с ординатой 2, получаем точку $2''$. И так далее.

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

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

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

Зная масштаб, определяем перемещение для заданного угла поворота.

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, изображенного на рис.9, имеем:

1) на первом участке

$$\frac{d_2S}{d\varphi^2} = k\varphi, \quad \frac{dS}{d\varphi} = k \frac{\varphi^2}{2} + c_1, \quad S = k \frac{\varphi^3}{6} + c_1\varphi + c_2.$$

2) на втором участке

$$\frac{d_2S_1}{d\varphi^2} = -h_1, \quad \frac{dS_1}{d\varphi} = -h_1\varphi + c_3, \quad S_1 = -h_1 \frac{\varphi^2}{2} + c_3\varphi + c_4.$$

Задача 3. Методика решения

Данная задача решается следующим образом.

1. Из условия соосности определяем недостающие числа зубьев.
2. Записываем уравнение связывающие угловые скорости звеньев дифференциальной части

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

3. Записываем уравнение передаточного отношения для замыкающей части.

Если замыкание звеньев дифференциального механизма осуществляется с помощью ступенчатого механизма, то уравнение передаточного отношения имеет вид

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

а при замыкании планетарным механизмом

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

где ω_5 – угловая скорость входного звена замыкающего механизма;

ω_8, ω_{H_1} – угловая скорость выходного звена замыкающего механизма.

4. Решая совместно эти уравнения, определяем угловые скорости звеньев замкнутого дифференциального механизма.

Передаточные отношения $i_{1H}^{(4)}$ и $i_{5H_1}^{(8)}$ определяются по формуле Виллиса

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

Рассмотрим определение угловых скоростей звеньев на конкретном примере. На рис.10 изображен замкнутый дифференциальный механизм, который состоит из дифференциальной части (зубча-

тые колеса 1,2,3 и 4) и замыкающей части (зубчатые колеса 5,6,7, и 8). Замыкающая часть является планетарным механизмом.

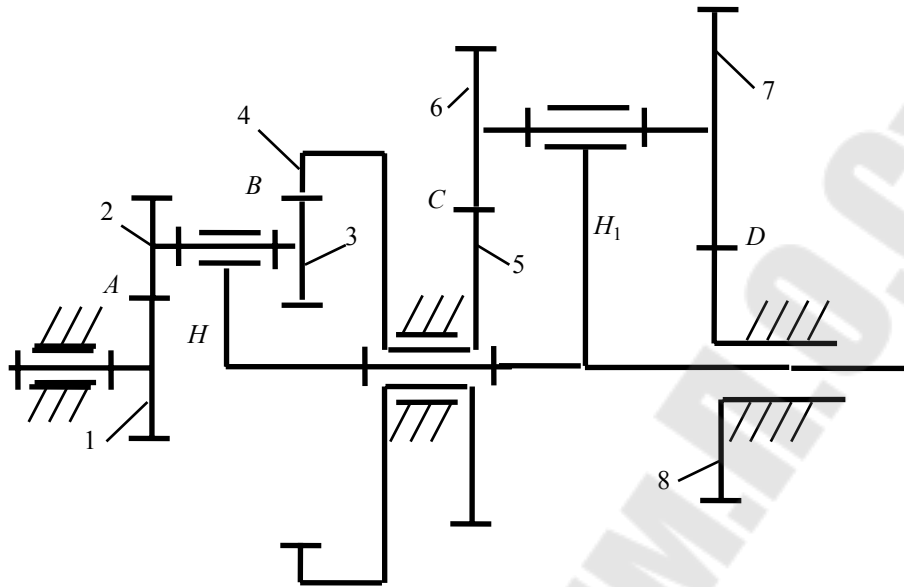


Рис.10

Пусть числа зубьев колес зубчатого механизма будут равны:
 $z_1 = 40$; $z_2 = 20$; $z_3 = 20$; $z_5 = 50$; $z_6 = 40$; $z_7 = 30$. Угловая скорость зубчатого колеса 1 $\omega = 100 \text{ сек}^{-1}$.

Уравнение, связывающие угловые скорости звеньев дифференциальной части

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

Уравнение передаточного отношения для замыкающей части

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

Разделим правую и левую части уравнения, связывающего угловые скорости звеньев дифференциальной части на ω_{H_1}

$$\frac{\omega_1}{\omega_{H_1}} = \frac{\omega_H}{\omega_{H_1}} i_{1H}^{(4)} + \frac{\omega_4}{\omega_{H_1}} i_{14}^{(H)}.$$

Учитывая, что $\omega_H = \omega_{H_1}$; $\omega_4 = \omega_5$, получаем

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

Рассчитаем передаточные отношения через числа зубьев, предварительно из условия соосности определив не заданные числа зубьев колес

$$z_1 + z_2 = z_4 - z_3; \quad z_4 = z_1 + z_2 + z_3 = 40 + 20 + 20 = 80;$$

$$z_5 + z_6 = z_7 + z_8; \quad z_8 = z_5 + z_6 - z_7 = 50 + 40 - 30 = 60.$$

$$i_{14}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \frac{z_4}{z_3} = -\frac{20}{40} \cdot \frac{80}{20} = -2; \quad i_{1H}^{(4)} = 1 - i_{14}^{(H)} = 1 + 2 = 3;$$

$$i_{5H_1}^{(8)} = 1 - i_{58}^{(H_1)} = 1 - \left(-\frac{z_6}{z_5} \right) \left(-\frac{z_8}{z_7} \right) = \frac{40}{50} \cdot \frac{60}{30} = 1,6;$$

$$i_{1H_1} = 3 + 1,6 \cdot (-2) = -0,2.$$

Определим угловые скорости звеньев

$$\omega_H = \omega_{H_1} = \frac{\omega_1}{i_{1H_1}} = \frac{100}{-0,2} = -500 \text{ сек}^{-1};$$

$$\omega_4 = \omega_5 = i_{5H_1}^{(8)} \cdot \omega_{H_1} = 1,6 \cdot (-500) = -800 \text{ сек}^{-1};$$

$$i_{56}^{(H_1)} = \frac{\omega_5 - \omega_{H_1}}{\omega_6 - \omega_{H_1}} = -\frac{z_6}{z_5}; \quad \omega_6 = \omega_7 = (\omega_5 - \omega_{H_1}) \left(-\frac{z_5}{z_6} \right) + \omega_{H_1} =$$

$$= (-800 - (-500)) \left(-\frac{50}{40} \right) + (-500) = 125 \text{ сек}^{-1};$$

$$i_{12}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = -\frac{z_2}{z_1}; \quad \omega_2 = \omega_3 = (\omega_1 - \omega_H) \left(-\frac{z_1}{z_2} \right) + \omega_H =$$

$$= (100 - (-500)) \left(-\frac{20}{40} \right) + (-500) = -800 \text{ сек}^{-1};$$

Задача 4. Методика решения

Проектировочный расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи.

1. Определяем диаметр начальной окружности

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

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;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. Выбирается в зависимости от параметра ψ_{bd} (принять для прямозубых и косозубых колес $K_{H\beta} = 1,05$, для шевронных - $K_{H\beta} = 1,08$);

u – передаточное число;

ψ_{bd} – коэффициент ширины колеса (принять для прямозубых и косозубых колес $\psi_{bd} = 1$, для шевронных - $\psi_{bd} = 1,4$).

2. Рассчитываем ширину венца шестерни

$$b_{w1} = \psi_{bd} d_{w1}$$

и округляем до стандартного ближайшего значения.

3. Определяем модуль зацепления

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

где ψ_m – параметр, выбираемый в зависимости от типа передачи и твердости рабочих поверхностей. Принять $\psi_m = 25$.

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

4. Для прямозубой передачи числа зубьев шестерни и колеса находят по формулам:

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

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 (для косозубых колес $\beta_b = 8^\circ \dots 20^\circ$, для шевронных - $\beta_b = 23^\circ \dots 30^\circ$).

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

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 так далее.

Значения z_1 и z_2 округляем до целых чисел и уточняем:

1) диаметры начальных окружностей для прямозубых колес

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

для косозубых колес

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

2) межосевое расстояние

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

3) рабочая ширина венца колеса

$$b_{w2} = b_{w1} - 5.$$

Проектировочный расчет закрытой конической зубчатой передачи.

1. Определяем диаметр начальной окружности

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

Коэффициент ширины шестерни принять $\psi_{bd} = 0,4$.

2. Рабочая ширина венца шестерни и колеса

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

3. Рассчитываем углы делительных конусов

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

4. Внешний делительный диаметр шестерни определяем по зависимости:

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

4. Находим внешнее конусное расстояние

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

и проверяем правильность выбора параметра ψ_{bd} по условию

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

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

5. Окружной модуль m_{te} находим из соотношения

$$m_{te} \geq 0,1 b_w,$$

который округляем до стандартного ближайшего значения.

6. Рассчитываем число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}}, \text{ которое округляем до целого значения.}$$

7. Число зубьев колеса находим по зависимости:

$$z_2 = z_1 u.$$

8. Рассчитываем параметры зубчатого колеса:

а) внешние делительные диаметры шестерни и колеса

$$d_{e1} = m_{te} z_1, \quad d_{e2} = m_{te} z_2;$$

б) средние диаметры шестерни и колеса

$$d_{m1} = d_{e1} - b_w \sin \delta_1, \quad d_{m2} = d_{e2} - b_w \sin \delta_2;$$

в) модуль в среднем сечении

$$m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_1};$$

г) внешнее конусное расстояние

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

д) среднее конусное расстояние

$$R_m = R_e - 0,5b_w.$$

Задача 5. Методика решения

1. Построить эпюры изгибающих моментов M_x в вертикальной и M_y горизонтальной плоскостях.
2. Построить суммарную эпюру изгибающих моментов M .
3. Построить эпюру крутящих моментов T .

4. В сечении, где действует максимальный изгибающий момент M_{\max} , определить эквивалентный момент по третьей теории прочности

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\max}^2 + T^2}.$$

5. Определить требуемый диаметр вала в опасном сечении

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

где $[\sigma_{-1и}] = 50$ МПа- допусковое напряжение на изгиб.

6. Назначить конструктивно диаметры валов под подшипниками и ступицами зубчатых колес.

7. По ГОСТ 23360-78 подобрать шпонки и проверить их по условию прочности на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dl_p(h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где d - диаметр вала под ступицей зубчатого колеса;

l_p - расчетная длина шпонки;

h - высота шпонки;

t_1 - глубина шпоночного паза.

$$l_p = 1,5d - (10 + b),$$

где b - ширина шпонки.

8. Определить общий коэффициент безопасности по усталостной прочности в опасном сечении

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

где s_σ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m},$$

где σ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба; для углеродистых конструкционных сталей $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B$; для легированных $\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \dots 120)$ МПа;

k_σ – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений (табл. 1 и 2);

ε_σ – масштабный фактор для нормальных напряжений (табл. 3);

β – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности.

При $R_a = 0,32 \dots 2,5$ мкм принимают $\beta = 0,90 \dots 0,97$;

Таблица 1
Значение 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

σ_a – амплитуда цикла нормальных напряжений

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}},$$

$M_{\text{и}}$ – изгибающий момент в рассматриваемом сечении вала;

$W_{\text{и}}$ – момент сопротивления сечения изгибу.

Таблица 2
Значение $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ для валов с напрессованными деталями

d , мм	σ_B , МПа			
	600	700	800	900
14	2,00	2,30	2,60	3,00
22	2,35	2,60	3,00	3,40
30	2,60	2,80	3,30	3,80
40	2,70	3,20	3,65	4,00
50	3,30	3,60	4,00	4,50

Примечание: $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4$

Таблица 3

Значение масштабного фактора 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

Момент сопротивления сечения изгибу в местах установки подшипников

$$W_{и} = \frac{\pi d^3}{32},$$

а в местах установки зубчатых колес

$$W_{и} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d - t_1)}{2d},$$

d – диаметр вала в рассматриваемом сечении;

b – ширина шпоночного паза;

t_1 – глубина шпоночного паза.

ψ_σ – коэффициент, учитывающий влияние постоянной составляющей цикла на усталость (табл. 4)

Таблица 4

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

σ_m – среднее напряжения цикла нормальных напряжений.

$$\sigma_m = 0.$$

s_τ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

где τ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле кручения. Для углеродистых конструкционных сталей $\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}$;

k_τ – эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений (табл. 1 и 2);

ε_τ – масштабный фактор для касательных напряжений (табл. 3);

β – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности. При $R_a = 0,32 \dots 2,5$ мкм принимают $\beta = 0,90 \dots 0,97$;

τ_a – амплитуда цикла касательных напряжений

$$\tau_a = 0,5\tau_{\max} = \frac{T}{2W_k},$$

T – крутящий момент в рассматриваемом сечении вала;

W_k – момент сопротивления сечения кручению.

Момент сопротивления сечения кручению в местах установки подшипников

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16},$$

а в местах установки зубчатых колес

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d - t_1)}{2d},$$

d – диаметр вала в рассматриваемом сечении;

b – ширина шпоночного паза;

t_1 – глубина шпоночного паза.

ψ_τ – коэффициент, учитывающий влияние постоянной составляющей цикла на усталость (табл. 4);

τ_m – среднее напряжения цикла касательных напряжений,

$$\tau_m = \tau_a.$$

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

Рассмотрим на примере выполнение задачи 5. Для схемы вала, изображенного на рис.11, имеем следующие исходные данные:

$$F_{t1} = 1500 \text{ Н}; F_{t2} = 750 \text{ Н}; F_{r1} = 558 \text{ Н}; F_{r2} = 279 \text{ Н}; F_{a2} = 159 \text{ Н}; \\ r_1 = 40 \text{ мм}; r_2 = 80 \text{ мм}; a = 30 \text{ мм}; b = 60 \text{ мм}; c = 50 \text{ мм}; [\sigma_{-1}] = 50 \text{ МПа}.$$

1. Построим эпюры изгибающих моментов M_x в вертикальной и M_y горизонтальной плоскостях.

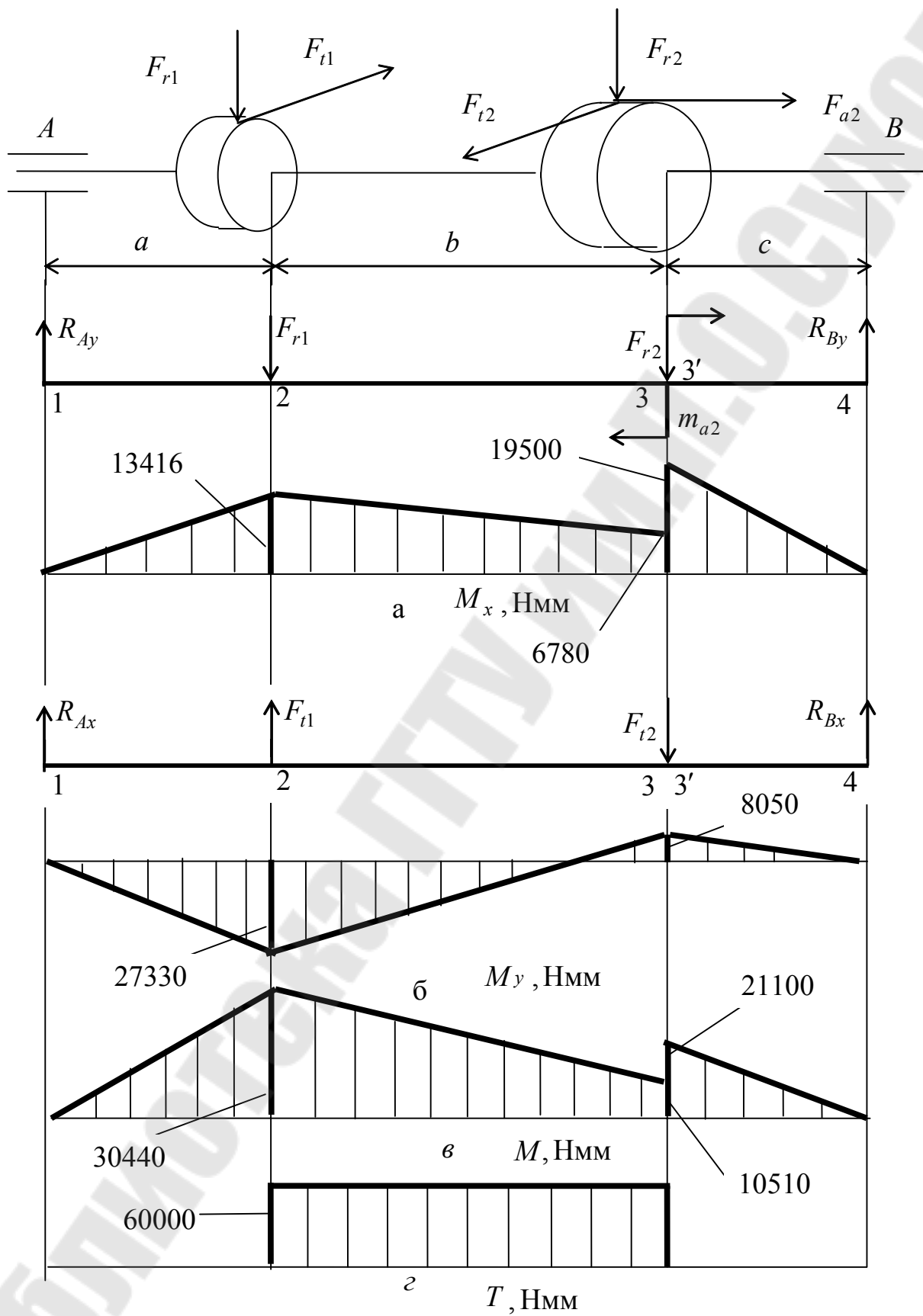


Рис.11

Вертикальная плоскость. Определяем реакции в опорах из уравнений равновесия моментов сил, действующих на балку, относительно опор, учитывая, что $m_{a2} = F_{a2}r_2 = 159 \cdot 80 = 12720$ Нмм.

$$\sum M_A = -F_{r1}a - F_{r2}(a+b) - m_{a2} + R_{By}(a+b+c) = 0;$$

$$\sum M_B = F_{r1}(b+c) + F_{r2}c - m_{a2} - R_{Ay}(a+b+c) = 0.$$

Откуда

$$R_{By} = \frac{F_{r1}a + F_{r2}(a+b) + m_{a2}}{a+b+c} = \frac{558 \cdot 30 + 279(30+60) + 12720}{30+60+50} = 390 \text{ Нмм};$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{r1}(b+c) + F_{r2}c - m_{a2}}{a+b+c} = \frac{558 \cdot (60+50) + 279 \cdot 50 - 12720}{30+60+50} = 447 \text{ Нмм}.$$

Определяем изгибающие моменты M_x в каждом сечении вала и строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости (рис.11,а).

$$M_{x1} = 0; M_{x2} = R_{Ay}a = 447 \cdot 30 = 13410 \text{ Нмм};$$

$$M_{x3} = R_{Ay}(a+b) - F_{r1}b = 447(30+60) - 558 \cdot 60 = 6780 \text{ Нмм};$$

$$M_{x3'} = R_{By}c = 390 \cdot 50 = 19500 \text{ Нмм}; M_{x4} = 0.$$

Аналогичным образом строим эпюру изгибающих моментов M_y в горизонтальной плоскости (рис.11,б).

$$\sum M_A = F_{t1}a - F_{t2}(a+b) + R_{Bx}(a+b+c) = 0;$$

$$\sum M_B = -F_{t1}(b+c) + F_{t2}c - R_{Ax}(a+b+c) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{-F_{t1}a + F_{t2}(a+b)}{a+b+c} = \frac{-1500 \cdot 30 + 750(30+60)}{30+60+50} = 161 \text{ Нмм};$$

$$R_{Ax} = \frac{-F_{t1}(b+c) + F_{t2}c}{a+b+c} = \frac{-1500(60+50) + 750 \cdot 50}{30+60+50} = -911 \text{ Нмм}.$$

$$M_{y1} = 0; M_{y2} = R_{Ax}a = -911 \cdot 30 = -27330 \text{ Нмм};$$

$$M_{y3} = M_{y3'} = R_{Bx}c = 161 \cdot 50 = 8050 \text{ Нмм}; M_{y4} = 0.$$

2. Строим суммарную эпюру изгибающих моментов (рис.11,в), рассчитав суммарный момент в каждом сечении по зависимости:

$$M_i = \sqrt{M_{xi}^2 + M_{yi}^2};$$

$$M_1 = 0;$$

$$M_2 = \sqrt{13410^2 + 27330^2} = 30440 \text{ Нмм};$$

$$M_3 = \sqrt{6750^2 + 8050^2} = 10510 \text{ Нмм};$$

$$M_{3'} = \sqrt{19500^2 + 8050^2} = 21100 \text{ Нмм};$$

$$M_4 = 0.$$

3. Строим эпюру крутящих моментов (рис.11,г), предварительно рассчитав модуль крутящего момента

$$T = F_{t1} r_1 = 1500 \cdot 40 = 60000 \text{ Нмм}.$$

4. Определяем эквивалентный момент по третьей теории прочности в сечении 2, в котором действует максимальный изгибающий момент

$$M_{\text{экр}} = \sqrt{M_2^2 + T^2} = \sqrt{30440^2 + 60000^2} = 67280 \text{ Нмм}.$$

5. Определяем диаметр вала в опасном сечении вала (сечение вала 2)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экр}}}{0,1[\sigma_{-1и}]}} = \sqrt[3]{\frac{67280}{0,1 \cdot 50}} = 23,78 \text{ мм}.$$

6. Назначаем конструктивно диаметры вала под подшипниками и ступицами зубчатых колес.

Диаметр вала под ступицей зубчатых колес $d = 25 \text{ мм}$, под подшипниками - $d_1 = 20 \text{ мм}$.

7. По ГОСТ 23360-78 выбираем шпонку, размеры которой для диаметра вала $d = 25 \text{ мм}$ равны $b \times h = 8 \times 7 \text{ мм}$. Глубина паза в валу $t_1 = 4 \text{ мм}$. Расчетная длина шпонки

$$l_p = 1,5d - (10 + b) = 1,5 \cdot 25 - (10 + 8) = 19,5 \text{ мм}.$$

Принимаем расчетную длину шпонки $l_p = 20 \text{ мм}$.

Проверим прочность шпонки на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dl_p(h-t_1)} = \frac{2 \cdot 60000}{25 \cdot 20(7-4)} = 80 < [\sigma_{\text{см}}] = 150 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

8. Принимаем, что вал изготовлен из стали 45 нормализованной, для которой предел прочности $\sigma_B = 800 \text{ МПа}$ (диаметр заготовки не более 120 мм). Опасным сечением вала является сечение 2, где действуют максимальный изгибающий момент M_2 и крутящий момент T .

Пределы выносливости стали при симметричном цикле нагружения

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B = 0,43 \cdot 800 = 344 \text{ МПа}; \tau_{-1} = 0,58\sigma_B = 0,58 \cdot 344 = 199 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты концентрации напряжений (табл.1) $k_\sigma = 1,8$, $k_\tau = 1,7$.

Коэффициенты масштабного фактора (табл.3)

$$\varepsilon_\sigma = 0,92 - \frac{0,92 - 0,88}{10} 5 = 0,9; \varepsilon_\tau = 0,83 - \frac{0,83 - 0,77}{10} 5 = 0,8.$$

Коэффициенты, учитывающие влияние шероховатости поверхности $\beta_\sigma = \beta_\tau = 0,95$.

Коэффициенты, учитывающие влияние постоянной цикла на усталость (табл.4) $\psi_\sigma = 0,2$; $\psi_\tau = 0,1$.

Моменты сопротивления сечения изгибу и кручению

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)}{2d} = \frac{3,14 \cdot 25^3}{32} - \frac{8 \cdot 4(25-4)}{2 \cdot 25} = 1520 \text{ мм}^3;$$

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)}{2d} = \frac{3,14 \cdot 25^3}{16} - \frac{8 \cdot 4(25-4)}{2 \cdot 25} = 3053 \text{ мм}^3.$$

Амплитуды нормальных и касательных напряжений цикла

$$\sigma_a = \frac{M_2}{W_{\text{н}}} = \frac{30440}{1520} = 20 \text{ МПа}; \tau_a = \frac{T}{W_{\text{к}}} = \frac{60000}{3053} = 19,6 \text{ МПа}.$$

Средние нормальные и касательные напряжения цикла

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \tau_a = 19,6 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{344}{\frac{1,8}{0,9 \cdot 0,95} 20 + 0,2 \cdot 0} = 8,17;$$
$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{199}{\frac{1,7}{0,8 \cdot 0,95} 19,6 + 0,1 \cdot 19,6} = 4,34.$$

Определяем общий коэффициент безопасности по усталостной прочности в опасном сечении (сечение 2) по зависимости:

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{8,17 \cdot 4,34}{\sqrt{8,17^2 + 4,34^2}} = 3,83 > [s] = 2,5.$$

Условие усталостной прочности вала выполняется.

Задача 6. Методика решения.

Пусть задана посадка $\frac{H8}{f8}$ для диаметра $d = 48$ мм. Из стандарта

СТ СЭВ 144 - 75 выписываем предельные отклонения.

$EI = 0$, $ES = 39 \mu\text{м}$, $ei = -64 \mu\text{м}$, $es = -25 \mu\text{м}$ и строим поле допусков (рис.12).

Размеры отверстия $\varnothing 48H8$.

$$D_{\text{min}} = 48 \text{ мм}; \quad D_{\text{max}} = 48,000 + 0,039 = 48,039 \text{ мм}.$$

$$\text{Допуск } T = 48,039 - 48,000 = 0,039 \text{ мм}.$$

Размеры вала $\varnothing 48f8$

$$d_{\min} = 48,000 - 0,064 = 47,936\text{мм}; \quad d_{\max} = 48,000 - 0,025 = 47,975\text{мм}.$$

$$\text{Допуск } T = 47,975 - 47,936 = 0,039\text{мм}$$

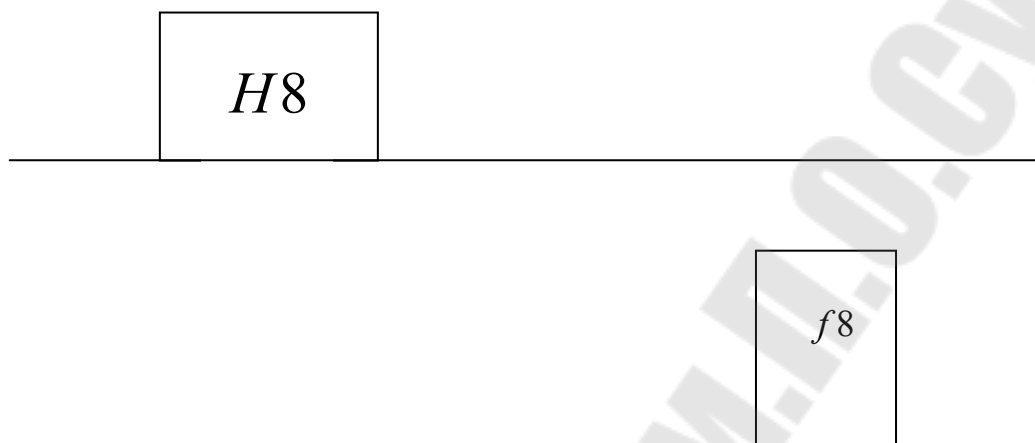


Рис.12

Посадка с зазором.

$$\text{Наименьший зазор } S_{\min} = 48,000 - 47,975 = 0,025\text{мм}.$$

$$\text{Наибольший зазор } S_{\max} = 48,039 - 47,936 = 0,103\text{мм}.$$

$$\text{Допуск посадки } TS = 0,103 - 0,025 = 0,078\text{мм}.$$

Требования к защите контрольной работы.

При защите контрольной работы необходимо уметь:

1. Строить планы скоростей и ускорений для рычажных механизмов, изображенных на рис. 13.

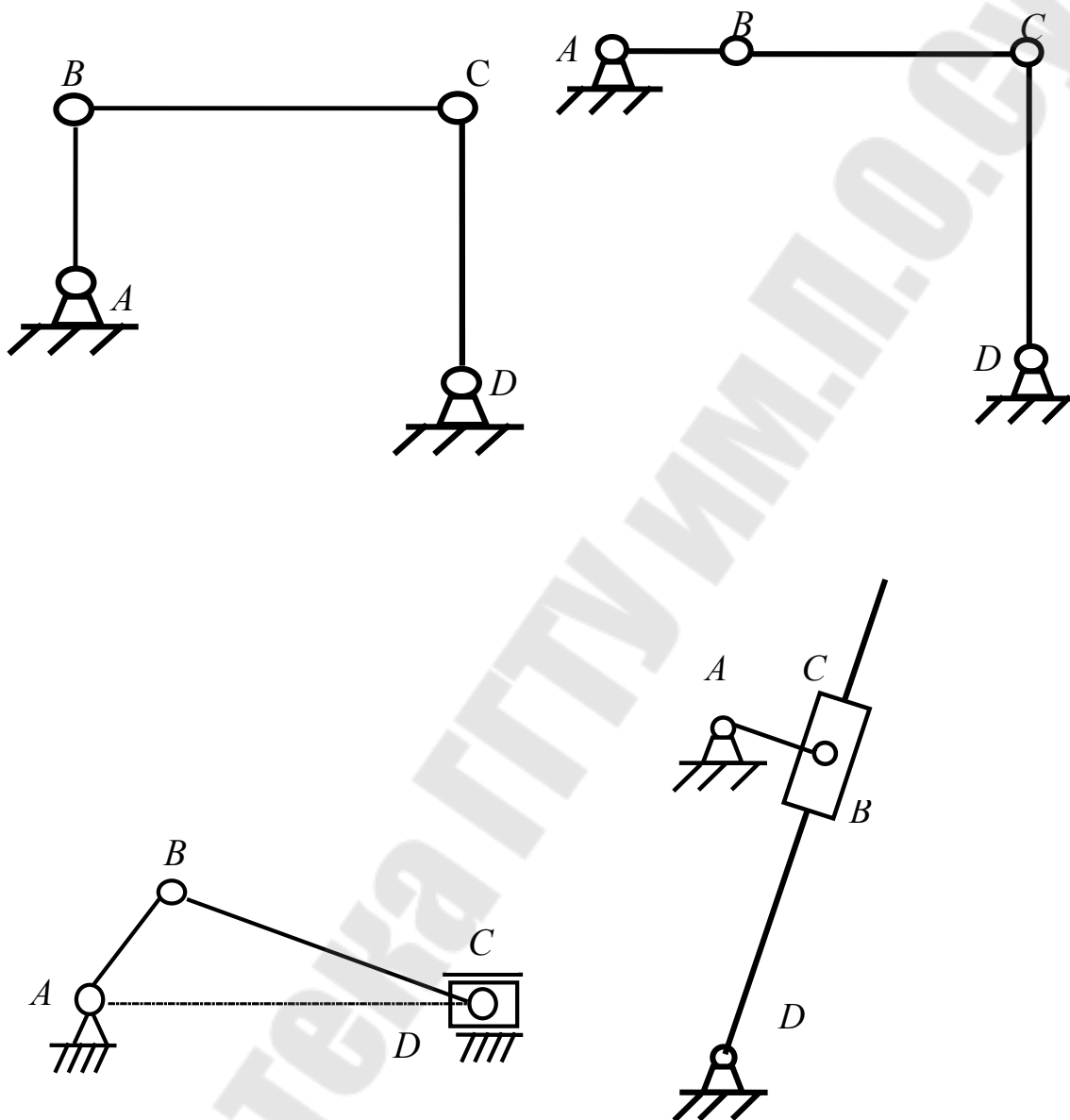


Рис. 13

2. Записать и проинтегрировать любой закон движения толкателя.
3. Определять передаточные отношения в зубчатых механизмах, изображенных на рис 14.

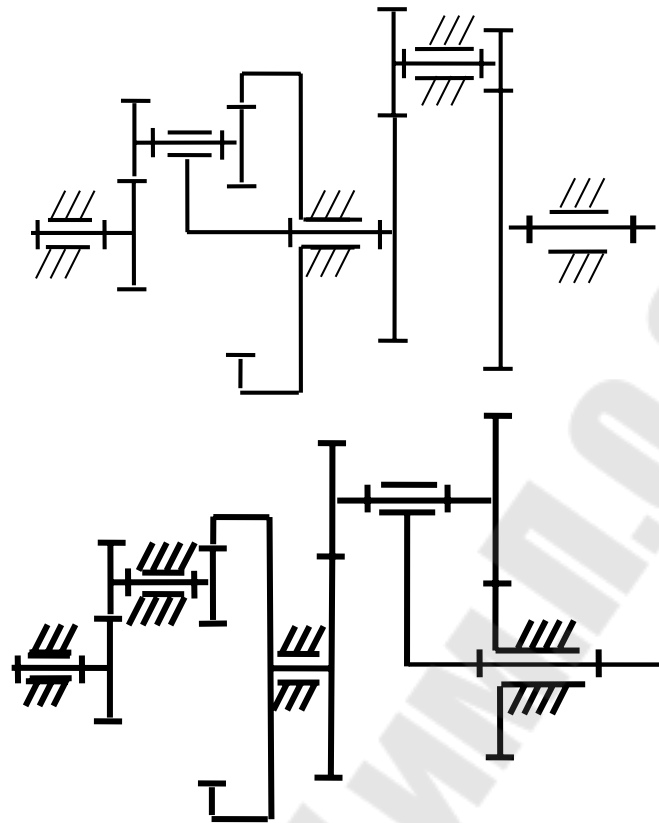


Рис.14

4. Рассчитывать геометрические параметры зубчатых колес.
5. Определять значение изгибающего момента в любом сечении вала.
6. Определять максимальные и минимальные зазоры и натяги для заданной посадки.

Литература

1. Прикладная механика: Учеб. пособие / А.Т. Скойбеда, А.А. Миклашевич, Е.Н. Левковский и др.; Под общ. ред. А.Т. Скойбеды.- Мн.: Выш. шк., 1997. – 552 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов. -М.: Высш. шк.,1976.- 399 с.
3. Детали машин в задачах и примерах / С.Н. Ничипорчик, М.И. Корженецкий, В.Ф. Калачев и др.; Под общ. Ред. С.Н. Ничипорчика. - Мн.: Выш. шк., 1981.- 432 с.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов. -М.: Наука, 1975.-640 с.

Оглавление

Проектирование рычажных механизмов	3
Задача 1. Методика решения.	7
Задача 2. Методика решения.	13
Задача 3. Методика решения.	16
Задача 4. Методика решения.	19
Задача 5. Методика решения.	22
Задача 6. Методика решения.	32
Требования к защите контрольной работы	34
Литература	35

**Бельский Алексей Тимофеевич
Тариков Георгий Петрович**

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

**Методические указания
к контрольным работам по одноименному курсу
для студентов экономических специальностей
заочной формы обучения**

Подписано в печать 15.05.09.

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

Ризография. Усл. печ. л. 2,32. Уч.-изд. л. 1,6.

Изд. № 187.

E-mail: ic@gstu.gomel.by

<http://www.gstu.gomel.by>

Отпечатано на цифровом дуплекаторе
с макета оригинала авторского для внутреннего использования.

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

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.