

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН И АППАРАТОВ

Методические указания к практическим занятиям
для студентов специальности 1-36 08 01 «Машины и аппараты легкой,
текстильной промышленности и бытового обслуживания» дневной
и заочной на базе среднего специального образования форм обучения

Витебск
2017

УДК 621:67/68(075.8)

Составитель:

Б. С. Сункуев

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ», протокол № 6 от 27.09.2017.

Расчет и конструирование машин и аппаратов : методические указания к практическим занятиям / сост. Б. С. Сункуев. – Витебск : УО «ВГТУ», 2017. – 60 с.

В методических указаниях изложены примеры решения задач по основным разделам дисциплины в соответствии с учебной программой. Решения доведены до получения численных значений искомых величин.

Методические указания предназначены для студентов, изучающих дисциплину, а также могут быть использованы при выполнении курсового проекта по специальности и дипломного проекта.

УДК 621:67/68(075.8)

© УО «ВГТУ», 2017

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ..... | 4 |
| 1 АНАЛИТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ НА ТОЧНОСТЬ | 4 |
| 1.1 Аналитический метод расчета ошибки положения коромысло- ползунного механизма (рис. А.1) | 4 |
| 1.2 Аналитический метод расчета ошибок положения кулачкового механизма | 5 |
| 2 ГРАФИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ НА ТОЧНОСТЬ | 7 |
| 2.1 Графический метод расчета ошибки положения шарнирного четырёхзвенника от первичных ошибок в длинах звеньев..... | 7 |
| 2.2 Графический метод расчета ошибки положения шарнирного четырёхзвенника от зазоров в шарнирах..... | 9 |
| 4 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ШАТУНА КРИВОШИПНО- КОРОМЫСЛОВОГО МЕХАНИЗМА ИГЛЫ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ | 15 |
| 5 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КРЕПЛЕНИЯ ВЕДУЩИХ И ВЕДОМЫХ ЗВЕНЬЕВ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ..... | 22 |
| 5.1 Расчет на прочность винтов крепления эксцентрика на валу (рис. А.26)..... | 22 |
| 5.2 Расчет на прочность резьбы винта, стягивающего сухарики..... | 23 |
| 5.3 Расчет крепления коромысла на валу с помощью клеммового соединения..... | 24 |
| 5.4 Проверка шлица винта на смятие | 25 |
| 6 РАСЧЕТ КУЛАЧКА НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ..... | 26 |
| 7 РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОПРИВОДА МАШИН..... | 31 |
| 7.1 Проектный расчет мощности электродвигателя | 31 |
| 7.2 Приведение масс электропривода к звену приведения..... | 33 |
| 7.3 Поверочный расчет маховых масс электропривода..... | 36 |
| ЛИТЕРАТУРА | 38 |
| Приложение А..... | 39 |

ВВЕДЕНИЕ

Учебным планом специальности «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания» предусмотрено проведение практических занятий по дисциплине «Расчет и конструирование машин и аппаратов» в объеме 39 часов.

В настоящих методических указаниях приведены решения типовых задач по следующим разделам: «Расчет механизмов на точность», «Расчет звеньев рычажных механизмов на прочность», «Расчет кулачков на контактную прочность», «Расчет электропривода».

Методические указания предназначены для студентов, изучающих дисциплину «Расчет и конструирование машин и аппаратов» и выполняющих курсовой и дипломный проект по специальности 1-36 08 01.

1 АНАЛИТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ НА ТОЧНОСТЬ

1.1 Аналитический метод расчета ошибки положения коромысло-ползунного механизма (рис. А.1)

Дано. Номинальные параметры схемы: $OA = q_1 = 17$ мм; $AB = q_2 = 65$ мм; $q_3 = 4$ мм; ошибки в длинах звеньев: $\Delta q_1 = 0,1$ мм; $\Delta q_2 = 0,1$ мм; $\Delta q_3 = 0,2$ мм; угловая координата ведущего звена $\varphi = 0$.

Требуется определить ошибку положения Δx точки В ползуна.

Решение. Зависимость координаты x_0 идеального механизма от номинальных параметров имеет вид (рис. А.1)

$$x_0 = OD + BC = OD + \sqrt{(AB)^2 - (AC)^2} = q_1 \cos \varphi + \sqrt{q_2^2 - (q_1 \sin \varphi - q_3)^2}. \quad (1.1)$$

Ошибка положения Δx определяется из уравнения (1.1)

$$\Delta x = \lambda_1 \cdot \Delta q_1 + \lambda_2 \cdot \Delta q_2 + \lambda_3 \cdot \Delta q_3, \quad (1.2)$$

где $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – коэффициенты значимости первичных ошибок $\Delta q_1, \Delta q_2, \Delta q_3$.

Определим частные производные x_0 (см. (1.1)) по q_1, q_2, q_3

$$\frac{\partial x_0}{\partial q_1} = \cos \varphi - \frac{(q_1 \sin \varphi - q_3) \sin \varphi}{\sqrt{q_2^2 - (q_1 \sin \varphi - q_3)^2}}; \quad (1.3)$$

$$\frac{\partial x_0}{\partial q_2} = \frac{q_2}{\sqrt{q_2^2 - (q_1 \sin \varphi - q_3)^2}}; \quad (1.4)$$

$$\frac{\partial x_0}{\partial q_3} = \frac{q_1 \sin \varphi - q_3}{\sqrt{q_2^2 - (q_1 \sin \varphi - q_3)^2}}. \quad (1.5)$$

Подставив в (1.3), (1.4) и (1.5) номинальные значения q_1, q_2, q_3 и $\varphi = 0$, определим $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$

$$\lambda_1 = 1 - \frac{(17 \cdot 0 - 4) \cdot 0}{\sqrt{65^2 - 4^2}} = 1;$$

$$\lambda_2 = \frac{65}{\sqrt{65^2 - 4^2}} = 1,002;$$

$$\lambda_3 = \frac{-4}{\sqrt{65^2 - 4^2}} = -0,061.$$

Подставив в (1.2) значения $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$, определим Δx

$$\Delta x = 1 \cdot 0,1i \cdot i + 1,002 \cdot 0,1i \cdot i - 0,061 \cdot 0,2i \cdot i = 0,1988i \cdot i.$$

1.2 Аналитический метод расчета ошибок положения кулачкового механизма

Расчетная схема кулачкового механизма приведена на рисунке А.2, где обозначены: ОА – радиус-вектор кулачка, АВ – коромысло, ОВ – линия, соединяющая центры вращения О, В кулачка и коромысла.

Дано. Номинальные параметры схемы: ОА = $q_1 = 40$ мм; АВ = $q_2 = 70$ мм; ОВ = $q_3 = 80$ мм. Первичные ошибки: $\Delta q_1 = 0,1$ мм; $\Delta q_2 = 0,1$ мм; $\Delta q_3 = 0,2$ мм; ψ_0 – угловая координата ведомого звена АВ.

Требуется определить ошибку положения $\Delta \psi$ коромысла АВ.

Решение. Методика расчета ошибки положения кулачкового механизма изложена в [1]. Согласно этой методике расчет проводится в следующей последовательности.

Угловая координата ψ_0 определяется из треугольника ОАВ по теореме cos

$$\psi_0 = \arccos \frac{q_2^2 + q_3^2 - q_1^2}{2q_2 \cdot q_3}. \quad (1.6)$$

Обозначим

$$u = \frac{q_2^2 + q_3^2 - q_1^2}{2q_2 \cdot q_3}, \quad (1.7)$$

тогда

$$\psi_0 = \arccos u.$$

Частные производные ψ_0 по q_1, q_2, q_3 имеют вид

$$\frac{\partial \psi_0}{\partial q_1} = -\frac{\frac{\partial u}{\partial q_1}}{\sqrt{1-u^2}}, \quad (1.8)$$

$$\frac{\partial \psi_0}{\partial q_2} = -\frac{\frac{\partial u}{\partial q_2}}{\sqrt{1-u^2}}, \quad (1.9)$$

$$\frac{\partial \psi_0}{\partial q_3} = -\frac{\frac{\partial u}{\partial q_3}}{\sqrt{1-u^2}}. \quad (1.10)$$

(1.7) Частные производные u по q_1, q_2, q_3 определим дифференцированием

$$\frac{\partial u}{\partial q_1} = -\frac{q_1}{q_1 \cdot q_3}; \quad (1.11)$$

$$\frac{\partial u}{\partial q_2} = \frac{1}{2q_3} - \frac{q_3}{2q_2^2} + \frac{q_1^2}{2q_3 \cdot q_2^2}; \quad (1.12)$$

$$\frac{\partial u}{\partial q_3} = -\frac{q_2}{2q_3^2} + \frac{1}{2q_2} + \frac{q_1^2}{2q_2 \cdot q_3}. \quad (1.13)$$

Подставив в (1.11), (1.12), (1.13) номинальные значения q_1, q_2, q_3 , определим коэффициенты значимости $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ первичных ошибок q_1, q_2, q_3

$$\left(\frac{\partial u}{\partial q_1} \right)_{(0)} = -\frac{40}{70 \cdot 80} = -0,0070 \frac{\delta \dot{a} \ddot{a}}{\dot{i} \dot{i}};$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial q_2} \right)_{(0)} = \frac{1}{2 \cdot 80} + \frac{80}{2 \cdot 70^2} + \frac{40^2}{2 \cdot 80 \cdot 70} = 0,0001 \frac{\delta \dot{a} \ddot{a}}{\dot{i} \dot{i}};$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial q_3} \right)_{(0)} = -\frac{70}{2 \cdot 80^2} + \frac{1}{2 \cdot 70} + \frac{40^2}{2 \cdot 70 \cdot 80} = 0,0035 \frac{\delta \dot{a} \ddot{a}}{\dot{i} \dot{i}}.$$

Подставив в (1.7) номинальные значения q_1, q_2, q_3 , определим

$$u = \frac{70^2 + 80^2 - 40^2}{2 \cdot 70 \cdot 80} = 0,866.$$

Подставив в (1.8), (1.9), (1.10) численные значения $\left(\frac{\partial u}{\partial q_1} \right)_{(0)}, \left(\frac{\partial u}{\partial q_2} \right)_{(0)}$,

$\left(\frac{\partial u}{\partial q_3} \right)_{(0)}$ и u , определим коэффициенты значимости $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ первичных ошибок q_1, q_2, q_3 :

$$\lambda_1 = \frac{-0,0070 \delta \dot{a} \ddot{a}}{\sqrt{1-0,866^2} \dot{i} \dot{i}} = -0,0140 \frac{\delta \dot{a} \ddot{a}}{\dot{i} \dot{i}};$$

$$\lambda_2 = \frac{0,0001 \delta \dot{\alpha} \ddot{\alpha}}{0,5 \dot{\alpha} \dot{\alpha}} = 0,0002 \frac{\delta \dot{\alpha} \ddot{\alpha}}{\dot{\alpha} \dot{\alpha}};$$

$$\lambda_3 = \frac{0,0035 \delta \dot{\alpha} \ddot{\alpha}}{0,5 \dot{\alpha} \dot{\alpha}} = 0,007 \frac{\delta \dot{\alpha} \ddot{\alpha}}{\dot{\alpha} \dot{\alpha}}.$$

Ошибка положения определится из равенства

$$\begin{aligned} \Delta \psi &= \lambda_1 \cdot \Delta q_1 + \lambda_2 \cdot \Delta q_2 + \lambda_3 \cdot \Delta q_3 = \\ &= (-0,0140 \cdot 0,2 + 0,0002 \cdot 0,1 + 0,007 \cdot 0,1) \delta \dot{\alpha} \ddot{\alpha} = -0,00208 \delta \dot{\alpha} \ddot{\alpha}. \end{aligned}$$

2 ГРАФИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ НА ТОЧНОСТЬ

2.1 Графический метод расчета ошибки положения шарнирного четырехзвенника от первичных ошибок в длинах звеньев

Схема идеального механизма в исследуемом положении приведена на рисунке А.3.

Исходные данные. Номинальные размеры звеньев: $AB = q_1 = 69$ мм; $BC = q_2 = 40$ мм; $CD = q_3 = 16$ мм, $q_4 = 100$ мм. Первичные ошибки: $\Delta q_1 = 0,1$ мм; $\Delta q_2 = -0,2$ мм; $\Delta q_3 = 0,1$ мм; $\Delta q_4 = -0,3$ мм. Звено АВ расположено на линии AD, $\varphi = 0$, ψ_0 – угловая координата ведомого звена в идеальном механизме.

Требуется определить ошибку положения $\Delta \psi$ в реальном механизме.

Решение. Ошибка положения определяется по формуле [1]

$$\Delta \psi = \lambda_1 \cdot \Delta q_1 + \lambda_2 \cdot \Delta q_2 + \lambda_3 \cdot \Delta q_3 + \lambda_4 \cdot \Delta q_4, \quad (2.1)$$

где $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$ – коэффициенты значимости первичных ошибок.

Строим в натуральном масштабе* схему идеального механизма (рис. А.3).

Для определения λ_1 строим схему преобразованного механизма (рис. А.4). Закрепляем неподвижно ведущее звено АВ идеального механизма, шарнир В закрепляем на ползуне, в качестве направляющей ползуна выбираем линию АВ. Задаемся направлением V_B шарнира В таким образом, чтобы расстояние q_1 увеличивалось (в данном случае вправо). Строим план скоростей преобразованного механизма (рис. А.4) в произвольном масштабе. Коэффициент значимости λ_1 определится из равенств

$$\lambda_1 = \frac{\partial \psi_0}{\partial q_1} = \frac{\frac{\partial \psi_0}{\partial t}}{\frac{\partial q_1}{\partial t}} = \frac{\omega_{CD}}{V_B} = \frac{V_C}{CD \cdot V_B} = \frac{pc}{q_3 \cdot pb} = \frac{39}{16 \cdot 30} = -0,081 \frac{\delta \dot{\alpha} \ddot{\alpha}}{\dot{\alpha} \dot{\alpha}}.$$

*На рисунках А.3 – А.11 построения выполнены не в натуральном масштабе, что связано с изменением формата при оформлении и печатании методических указаний.

Знак λ_1 определяется знаком ω_{CD} . В данном случае ω_{CD} направлена по часовой стрелке, что соответствует знаку « \rightarrow ».

Для определения λ_2 строим схему преобразованного механизма (рис. А.5). Закрепляем неподвижно ведущее звено АВ идеального механизма. На шарнире В устанавливаем кулисный камень, в котором скользит кулиса ВС. Задаемся направлением скорости V_{B2} точки В кулисы таким образом, чтобы расстояние ВС увеличивалось (в данном случае вправо). Строим план скоростей преобразованного механизма (рис. А.5) в произвольном масштабе. Измеряем длины отрезков pb_2 и pc на плане скоростей. Коэффициент значимости λ_2 определится из равенств

$$\lambda_2 = \frac{\partial \psi_0}{\partial q_2} = \frac{\frac{\partial \psi_0}{\partial t}}{\frac{\partial q_2}{\partial t}} = \frac{\omega_{CD}}{V_{B2}} = \frac{V_C}{q_3 \cdot pb_2} = -\frac{40}{16 \cdot 30} = -0,083 \frac{\delta \dot{a} \ddot{a}}{\dot{i} \dot{i}}.$$

Знак λ_2 определяется знаком ω_{CD} . В данном случае ω_{CD} направлена по часовой стрелке, что соответствует знаку « \rightarrow ».

Для определения λ_3 строим схему преобразованного механизма (рис. А.5). Закрепляем неподвижно звено АВ идеального механизма, шарнир С устанавливаем на ползушке, в качестве направляющей ползушки выбираем линию CD. Строим план скоростей преобразованного механизма в произвольном масштабе. Обозначим через C_3, C_4 точки, принадлежащие соответственно ползушке 3 и кулисе 4. На плане скоростей (рис. А.6) отложим отрезок C_3C_4 таким образом, чтобы скорость $\bar{V}_{C_4C_3}$ была направлена в сторону увеличения расстояния q_3 (в данном случае – вверх). Затем через точку C_3 проводим прямую, перпендикулярную CD, а через точку C_4 – прямую, перпендикулярную BC, в пересечении прямых определим полюс p . Измерим длины отрезков pc_3 и C_3C_4 . Коэффициент значимости λ_3 определится из равенств

$$\lambda_3 = \frac{\partial \psi_0}{\partial q_3} = \frac{\frac{\partial \psi_0}{\partial t}}{\frac{\partial q_3}{\partial t}} = \frac{\omega_{C_4D}}{V_{C_4C_3}} = \frac{V_{C_4}}{q_3 \cdot V_{C_4C_3}} = \frac{pc_4}{q_3 \cdot C_4C_3} = -\frac{16,5}{16 \cdot 19} = -0,054 \frac{\delta \dot{a} \ddot{a}}{\dot{i} \dot{i}}.$$

Знак λ_3 такой же, как у ω_{C_4D} . В данном случае ω_{C_4D} направлено по часовой стрелке, поэтому λ_3 со знаком « \rightarrow ».

Для определения λ_4 строим схему преобразованного механизма (рис. А.7). Закрепляем ведущее звено АВ идеального механизма. Шарнир D устанавливаем на ползушке, в качестве направляющей для ползушки выбираем линию AD. Скорость V_D точки D направляем в сторону увеличения расстояния q_4 , в данном случае вправо, строим план скоростей механизма (рис. А.7) в

произвольном масштабе, измеряем длины отрезков cd и pd на плане скоростей. Коэффициент значимости λ_4 определим из равенств

$$\lambda_4 = \frac{\partial \psi_0}{\partial q_4} = \frac{\frac{\partial \psi_0}{\partial t}}{\frac{\partial q_4}{\partial t}} = \frac{\omega_{CD}}{V_D} = \frac{V_{CD}}{q_3 \cdot V_D} = \frac{cd}{q_3 \cdot pd} = \frac{39}{16 \cdot 30} = 0,081 \frac{\delta \ddot{a} \ddot{a}}{\dot{i} \dot{i}}.$$

Знак λ_4 такой же, как у угловой скорости ω_{CD} . В данном случае знаки ω_{CD} и λ_4 — плюс.

Подставляя значения $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$ и $\Delta q_1, \Delta q_2, \Delta q_3, \Delta q_4$ в (2.1), определим $\Delta \psi$

$$\Delta \psi = 0,1 \cdot (-0,081) + (-0,2) \cdot (-0,083) + 0,1 \cdot (-0,054) + (-0,3) \cdot 0,081 = -0,012 \delta \ddot{a} \ddot{a}.$$

2.2 Графический метод расчета ошибки положения шарнирного четырехзвенника от зазоров в шарнирах

Схема идеального механизма в исследуемом положении приведена на рисунке А.8.

Исходные данные. Номинальные размеры звеньев: $AB = q_1 = 69$ мм; $BC = q_2 = 40$ мм; $CD = q_3 = 16$ мм, $AD = q_4 = 100$ мм. Зазоры в шарнирах В, С и D: $\Delta B = 0,01$ мм; $\Delta C = 0,02$ мм; $\Delta D = 0,03$ мм. Звено АВ расположено на линии AD, $\varphi = 0$. Направления реакций в шарнирах В, С, D заданы углами α_B, α_C и α_D : $\alpha_B = 55^\circ$; $\alpha_C = 65^\circ$; $\alpha_D = 25^\circ$. Требуется определить ошибку положения $\Delta \psi$ в реальном механизме от зазоров в шарнирах.

Решение. Ошибка положения определяется по формуле [1]:

$$\Delta \psi = \varepsilon_B \cdot \Delta_B + \varepsilon_C \cdot \Delta_C + \varepsilon_D \cdot \Delta_D, \quad (2.2)$$

где $\varepsilon_B, \varepsilon_C, \varepsilon_D$ — коэффициенты значимости зазоров в шарнирах В, С, D.

Для определения коэффициента значимости ε_B строим преобразованный механизм (рис. А.9). Для этого в идеальном механизме (рис. А.8) закрепляем ведущее звено АВ. Шарнир В устанавливаем на ползуне. В качестве неподвижной направляющей ползуна выбираем линию, проходящую через реакцию R_{12} , скорость V_B точки В направляем противоположно реакции R_{12} . В произвольном масштабе строим план скоростей преобразованного механизма. Коэффициент значимости ε_B определяем из равенств

$$\varepsilon_B = \frac{\partial \psi_0}{\partial \Delta_B} = \frac{\frac{\partial \psi_0}{\partial t}}{\frac{\partial \Delta_B}{\partial t}} = \frac{\omega_0}{V_B} = \frac{\omega_{CD}}{V_B} = \frac{V_C}{q_3 \cdot V_B} = \frac{pc}{q_3 \cdot pb} = \frac{39}{16 \cdot 30} = 0,081 \frac{\delta \ddot{a} \ddot{a}}{\dot{i} \dot{i}}.$$

Знак ε_B такой же, как и у ω_{CD} , в данном случае плюс.

Для определения коэффициента значимости ε_C строим преобразованный механизм (рис. А.10). Для этого в идеальном механизме закрепляем неподвижно ведущее звено АВ (рис. А.8). Шарнир С устанавливаем на ползушку. В качестве направляющей для ползушки выбираем кулису 3, проходящую через реакцию R_{23} , жестко связанную со звеном CD идеального механизма. Таким образом, кулиса 3 вращается вокруг шарнира D. Скорость $V_{C_2C_3}$ ползушки относительно кулисы 3 направляем противоположно реакции R_{23} . Строим план скоростей преобразованного механизма (рис. А.10) в произвольном масштабе. Откладываем отрезок C_3C_2 параллельно кулисе 3. Из точки C_2 проводим прямую $\perp BC$, а из точки C_3 – прямую $\perp CD$, в пересечении проведенных прямых определим полюс p плана скоростей.

Коэффициент значимости ε_C определим из равенств

$$\varepsilon_C = \frac{\partial \psi_0}{\partial \Delta_C} = \frac{\frac{\partial \psi_0}{\partial t}}{\frac{\partial \Delta_C}{\partial t}} = \frac{\omega_0}{V_C} = \frac{\omega_{CD}}{V_{C_2C_3}} = \frac{V_{C_3}}{q_3 \cdot V_{C_2C_3}} = \frac{pc_3}{q_3 \cdot (C_2C_3)} = \frac{27}{16 \cdot 20} = 0,084 \frac{\delta \ddot{a} \ddot{a}}{\dot{i} \dot{i}}.$$

Знак ε_C такой же, как и у ω_{CD} , в данном случае плюс.

Для определения коэффициента значимости ε_D строим преобразованный механизм (рис. А.11). Для этого в идеальном механизме (рис. А.8) закрепляем ведущее звено АВ, шарнир D устанавливаем на ползун, в качестве направляющей ползуна выбираем линию, совпадающую с реакцией R_{34} . Скорость V_D шарнира D направляем противоположно \bar{R}_{34} .

В произвольном масштабе строим план скоростей преобразованного механизма (рис. А.11).

Коэффициент значимости ε_D определяем из равенств

$$\varepsilon_D = \frac{\partial \psi_0}{\partial \Delta_D} = \frac{\frac{\partial \psi_0}{\partial t}}{\frac{\partial \Delta_D}{\partial t}} = \frac{\omega_0}{V_D} = \frac{\omega_{CD}}{V_D} = \frac{V_{CD}}{q_3 \cdot V_D} = \frac{cd}{q_3 \cdot pd} = \frac{39}{16 \cdot 30} = 0,081 \frac{\delta \ddot{a} \ddot{a}}{\dot{i} \dot{i}}.$$

Знак ε_D такой же, как и у ω_{CD} , в данном случае плюс.

Подставляя в (2.2) полученные значения ε_B , ε_C и ε_D , определим $\Delta \psi$

$$\Delta \psi = 0,081 \cdot 0,01 + 0,084 \cdot 0,02 + 0,081 \cdot 0,03 = 0,00492 \delta \ddot{a} \ddot{a}.$$

3 РАСЧЕТ ВЕРОЯТНОСТНЫХ ОШИБОК ПОЛОЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА

Схема идеального механизма в исследуемом положении приведена на рисунке А.3.

Исходные данные. Номинальные размеры звеньев: $AB = q_1 = 69$ мм; $BC = q_2 = 40$ мм; $CD = q_3 = 16$ мм, $AD = q_4 = 100$ мм. Допуски на длины звеньев: $\Delta q_1 = \pm 0,1$ мм; $\Delta q_2 = \pm 0,2$ мм; $\Delta q_3 = \pm 0,1$ мм; $\Delta q_4 = \pm 0,3$ мм.

Требуется определить среднее значение ошибки положения механизма $\overline{\Delta\psi}$ и вероятность попадания $\Delta\psi$ в заданный интервал: $P(\overline{\Delta\psi} - \varepsilon < \Delta\psi < \overline{\Delta\psi} + \varepsilon)$, где $\varepsilon = 0,026$ рад.

Определение среднего значения ошибки положения $\overline{\Delta\psi}$.

Так как $\Delta q_1, \Delta q_2, \Delta q_3, \Delta q_4$ являются случайными величинами, распределенными в соответствующих полях допусков по закону нормального распределения, то среднее значение суммарной ошибки положения определяется по формуле

$$\overline{\Delta\psi} = \lambda_1 \overline{\Delta q_1} + \lambda_2 \overline{\Delta q_2} + \lambda_3 \overline{\Delta q_3} + \lambda_4 \overline{\Delta q_4},$$

где $\overline{\Delta q_1}, \overline{\Delta q_2}, \overline{\Delta q_3}, \overline{\Delta q_4}$ – средние значения первичных ошибок q_1, q_2, q_3, q_4 ;

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$ – коэффициенты значимости первичных ошибок.

Коэффициенты значимости определены (см. подраздел 2.1 настоящих методических указаний)

$$\lambda_1 = -0,081 \frac{\partial \Delta \ddot{a}}{\partial \ddot{a}_1}; \lambda_2 = -0,083 \frac{\partial \Delta \ddot{a}}{\partial \ddot{a}_2}; \lambda_3 = 0,054 \frac{\partial \Delta \ddot{a}}{\partial \ddot{a}_3}; \lambda_4 = 0,081 \frac{\partial \Delta \ddot{a}}{\partial \ddot{a}_4}.$$

Средние значения первичных ошибок определяются по результатам обмера размеров q_1, q_2, q_3, q_4 партии деталей в количестве $N = 100$.

В таблице 3.1 приведены результаты обмера размеров Δq_1 . Поле допуска Δq_1 разделим на 10 интервалов («карманов»), границы интервалов указаны в первом столбце таблицы. Во втором столбце указаны средние значения «карманов». В третьем столбце указано количество замеров m_i , попавших в «карман», в четвертом столбце определена статистическая вероятность P_i

попадания в соответствующий «карман»: $P_i = \frac{m_i}{N} = \frac{m_i}{100}$.

На основании результатов обмеров в таблице определяются числовые характеристики распределения замеров Δq_1 [2]:

среднее значение $\overline{\Delta q_1}$

$$\bar{\Delta q} = \sum_{i=1}^n p_i \cdot \Delta q_i; \quad (3.1)$$

дисперсия

$$D[\bar{\Delta q}] = \sum_{i=1}^n p_i (\bar{\Delta q} - \Delta q_i)^2; \quad (3.2)$$

среднее квадратическое отклонение

$$\sigma[\bar{\Delta q}] = \sqrt{D[\bar{\Delta q}]}, \quad (3.3)$$

где n – число интервалов («карманов»).

Подставляя в (3.1)–(3.3) результаты обмеров Δq_1 , получим

$$\begin{aligned} \bar{\Delta q}_1 &= -0,03 \cdot 0,09 - 0,05 \cdot 0,07 - 0,08 \cdot 0,05 - 0,14 \cdot 0,03 - 0,2 \cdot 0,01 + \\ &+ 0,2 \cdot 0,01 + 0,15 \cdot 0,03 + 0,07 \cdot 0,05 + 0,05 \cdot 0,07 + 0,03 \cdot 0,09 = -0,0002 \text{ мм} . \\ D[\Delta q_1] &= 0,03(-0,0002 + 0,09)^2 + 0,05(-0,0002 + 0,07)^2 + \\ &+ 0,08(-0,0002 + 0,05)^2 + 0,14(-0,0002 + 0,03)^2 + 0,02(-0,0002 + 0,01)^2 + \\ &+ 0,2(-0,0002 + 0,01)^2 + 0,15(-0,0002 + 0,03)^2 + 0,07(-0,0002 + 0,05)^2 + \\ &+ 0,05(-0,0002 + 0,07)^2 + 0,03(-0,0002 + 0,09)^2 = 0,00162 \text{ мм}^2 . \\ \sigma[\Delta q_1] &= \sqrt{0,00162} = 0,04 \text{ мм} . \end{aligned}$$

Аналогичным образом определяются числовые характеристики распределения первичных ошибок $\Delta q_2, \Delta q_3, \Delta q_4$.

В таблице 3.2 приведены результаты замеров Δq_2 в поле допуска $(-0,2 \dots +0,2)$ мм для числа деталей $N = 100$. Число «карманов» $n = 8$. Подставляя результаты замеров в формулы (3.1), (3.2), (3.3), получим: $\bar{\Delta q}_2 = -0,0025$ мм; $D[\Delta q_2] = 0,0081 \text{ мм}^2$; $\sigma[\Delta q_2] = 0,09 \text{ мм}$.

В таблице 3.3 приведены результаты замеров Δq_3 в поле допуска $(-0,3 \dots +0,3)$ мм, $N = 100$, $n = 10$.

Подставляя результаты замеров в формулы (3.1)–(3.3), получим: $\bar{\Delta q}_3 = 0$; $D[\Delta q_3] = 0,00202 \text{ мм}^2$; $\sigma[\Delta q_3] = 0,045 \text{ мм}$.

В таблице 3.4 приведены результаты замеров Δq_4 в поле допуска $(-0,3 \dots +0,3)$ мм.

Подставляя результаты замеров в формулы (3.1)–(3.3), получим: $\bar{\Delta q}_4 = -0,001$ мм; $D[\Delta q_4] = 0,0157 \text{ мм}^2$; $\sigma[\Delta q_4] = 0,125 \text{ мм}$.

При известных числовых характеристиках нормального распределения первичных ошибок числовые характеристики распределения ошибки положения могут быть определены из формул [2]:

$$\overline{\Delta\psi} = \lambda_1 \overline{\Delta q_1} + \lambda_2 \overline{\Delta q_2} + \lambda_3 \overline{\Delta q_3} + \lambda_4 \overline{\Delta q_4}; \quad (3.4)$$

$$D[\Delta\psi] = \lambda_1^2 \cdot D[\Delta q_1] + \lambda_2^2 \cdot D[\Delta q_2] + \lambda_3^2 \cdot D[\Delta q_3] + \lambda_4^2 \cdot D[\Delta q_4]; \quad (3.5)$$

$$\sigma[\Delta\psi] = \sqrt{D[\Delta\psi]}. \quad (3.6)$$

Подставляя в (3.4), (3.5), (3.6) значения числовых характеристик распределения $\Delta q_1, \Delta q_2, \Delta q_3, \Delta q_4$, получим

$$\begin{aligned} \overline{\Delta\psi} &= (-0,081) \cdot (-0,0002) + (-0,083) \cdot (-0,0025) + 0,054 \cdot (0) + \\ &+ 0,081 \cdot (-0,001) = 0,000145 \delta\dot{\alpha}\ddot{\alpha}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D[\Delta\psi] &= (-0,081)^2 \cdot 0,00162 + (-0,083)^2 \cdot 0,0081 + \\ &+ (0,054)^2 \cdot 0,002 + 0,081^2 \cdot 0,0157 = 0,000176. \end{aligned}$$

$$\sigma[\Delta\psi] = \sqrt{0,000176} = 0,013 \delta\dot{\alpha}\ddot{\alpha}.$$

Выберем в качестве допустимого отклонения ε от среднего значения $\varepsilon = t \cdot \sigma[\Delta\psi] = 2 \cdot 0,013 = 0,026 \delta\dot{\alpha}\ddot{\alpha}$ и определим вероятность $P((\overline{\Delta\psi} - \varepsilon) < \Delta\psi < (\overline{\Delta\psi} + \varepsilon)) = P(-0,0258 < \Delta\psi < 0,0261)$.

На рисунке А.12 по данным, приведенным в [2], построен график зависимости P от t , по которому для заданного $t = 2$ определим $P = 0,95$.

Таблица 3.1 – Результаты замеров Δq_1 в поле допуска $(-0,1 \dots +0,1)$ мм

| Интервалы значений Δq_1 , мм | Δq_i , мм | m_i | P_i |
|--------------------------------------|-------------------|-------|-------|
| -0,1...-0,08 | -0,09 | 3 | 0,03 |
| -0,08...-0,06 | -0,07 | 5 | 0,05 |
| -0,06...-0,04 | -0,05 | 8 | 0,08 |
| -0,04...-0,02 | -0,03 | 14 | 0,14 |
| -0,02...0 | -0,01 | 20 | 0,2 |
| 0...0,02 | +0,01 | 20 | 0,2 |
| 0,02...0,04 | +0,03 | 15 | 0,15 |
| 0,04...0,06 | +0,05 | 7 | 0,07 |
| 0,06...0,08 | +0,07 | 5 | 0,05 |
| 0,08...0,1 | +0,09 | 3 | 0,03 |

Таблица 3.2 – Результаты замеров Δq_2 в поле допуска $(-0,2...+0,2)$ мм

| Интервалы значений Δq_2 , мм | Δq_i , мм | m_i | P_i |
|--------------------------------------|-------------------|-------|-------|
| -0,2...-0,15 | -0,175 | 5 | 0,05 |
| -0,15...-0,10 | -0,125 | 10 | 0,01 |
| -0,10...-0,05 | -0,075 | 17 | 0,17 |
| -0,05...0 | -0,025 | 20 | 0,2 |
| 0...0,05 | 0,025 | 18 | 0,18 |
| 0,05...0,10 | 0,075 | 15 | 0,15 |
| 0,10...0,15 | 0,125 | 11 | 0,11 |
| 0,15...0,2 | 0,175 | 7 | 0,04 |

Таблица 3.3 – Результаты замеров Δq_3 в поле допуска $(-0,1...+0,1)$ мм

| Интервалы значений Δq_3 , мм | Δq_i , мм | m_i | P_i |
|--------------------------------------|-------------------|-------|-------|
| -0,1...-0,08 | -0,09 | 3 | 0,03 |
| -0,08...-0,06 | -0,07 | 5 | 0,05 |
| -0,06...-0,04 | -0,05 | 8 | 0,08 |
| -0,04...-0,02 | -0,03 | 14 | 0,14 |
| -0,02...0 | -0,01 | 20 | 0,2 |
| 0...0,02 | +0,01 | 20 | 0,2 |
| 0,02...0,04 | +0,03 | 14 | 0,14 |
| 0,04...0,06 | +0,05 | 8 | 0,08 |
| 0,06...0,08 | +0,07 | 5 | 0,05 |
| 0,08...0,1 | +0,09 | 3 | 0,03 |

Таблица 3.4 – Результаты замеров Δq_4 в поле допуска $(-0,3...+0,3)$ мм

| Интервалы значений Δq_4 , мм | Среднее Δq_i , мм | m_i | P_i |
|--------------------------------------|---------------------------|-------|-------|
| -0,3...-0,2 | -0,025 | 5 | 0,05 |
| -0,2...-0,1 | -0,15 | 18 | 0,18 |
| -0,1...0 | -0,05 | 27 | 0,27 |
| 0...0,1 | 0,05 | 29 | 0,29 |
| 0,1...0,2 | 0,15 | 15 | 0,15 |
| 0,2...0,3 | 0,025 | 6 | 0,06 |

4 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ШАТУНА КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВОГО МЕХАНИЗМА ИГЛЫ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ

Исходные данные. Схема исследуемого механизма (рис. А.13). Результаты силового анализа механизма приведены в таблице 4.1. В таблице приведены значения: ускорения a_s центра s масс шатуна; силы P_u инерции; угла α_ε между направлением \overline{AB} и вектором $\overline{P_\varepsilon}$; углового ускорения ε шатуна, момента сил инерции шатуна M_ε для шести положений механизма, определяемых угловыми координатами φ кривошипа ОА. При силовом анализе масса шатуна m принята равной 0,025 кг, момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через s , равным $I_s = 2 \cdot 10^{-6}$ кг·м², АВ = 67 мм, ВС = 44,5 мм. Форма опасного сечения шатуна показана на рисунке А.14: $H = 8$ мм; $B = 4$ мм; $b = 1,5$ мм; $h = 1$ мм; $\rho_1 = 1,2$ мм; $\rho_2 = 1,2$ мм.

Таблица 4.1 – Результаты кинематического и силового анализа механизма

| φ , град | a_s , м/с ² | P_u , Н | α_ε , град | ε , рад/с ² | M_ε , Н·м |
|------------------|--------------------------|-----------|-----------------------------|------------------------------------|-----------------------|
| 0 | 3600 | 90 | 180 | 0 | 0 |
| 60 | 3600 | 90 | 215 | -56716 | 0,113 |
| 120 | 3300 | 82,5 | 300 | -62686 | 0,125 |
| 180 | 4400 | 110 | 0 | 0 | 0 |
| 240 | 3400 | 85 | 60 | 58208 | -0,116 |
| 300 | 3500 | 87,5 | 150 | 58208 | -0,116 |

Требуется рассчитать шатун на прочность.

В каждом положении шатун представим в виде балки (рис. А.15) на двух шарнирных опорах. Действующие нагрузки: сила инерции P_u , приложенная к центру масс s , момент сил инерции M_ε относительно s . Направление P_ε задается углами α_ε . Знак + момента инерции соответствует направлению против часовой стрелки.

При определении напряжений в опасном сечении балки силу P_ε представим в виде проекций на ось шатуна АВ и линию, перпендикулярную АВ

$$P_\varepsilon^\tau = P_\varepsilon \sin \alpha_\varepsilon, \quad (4.1)$$

$$P_\varepsilon^n = P_\varepsilon \cos \alpha_\varepsilon. \quad (4.2)$$

В результате действия P_ε^τ в сечении возникают напряжения изгиба, в результате действия P_ε^n – напряжения растяжения-сжатия. Эти напряжения складываются, в результате в сечении действует суммарное напряжение

$$\sigma_c = \sigma_{\delta-cae} + \sigma_\varepsilon,$$

где σ_{ϵ} – максимальное напряжение изгиба; $\sigma_{\delta-c\epsilon}$ – максимальное напряжение растяжения-сжатия.

В результате действия силы P_{ϵ}^{τ} и момента M_{ϵ} в шарнирах А и В возникают реакции R_A^{τ} и R_B^{τ} , определяемые из уравнений статического равновесия

$$R_B^{\tau} = \frac{P_{\epsilon}^{\tau} \cdot AS + M_{\epsilon}}{AB}, \quad (4.3)$$

$$R_A^{\tau} = P_{\epsilon}^{\tau} - R_B^{\tau}. \quad (4.4)$$

В результате действия силы P_{ϵ}^n в шарнирах А и В возникают реакции R_A^n и R_B^n . Для определения этих реакций имеется лишь одно уравнение статики

$$R_A^n + R_B^n = P_{\epsilon}^n. \quad (4.5)$$

Этого уравнения недостаточно для определения реакций R_A^n и R_B^n , т. е. система является статически неопределимой. Для возможности решения составим уравнение суммарной деформации шатуна, исходя из предположения, что длина шатуна не изменяется под действием реакций R_A^n и R_B^n

$$\frac{R_A^n (AS)}{EF} - \frac{R_B^n (BS)}{EF} = 0, \quad (4.6)$$

где E – модуль упругости материала шатуна, F – площадь сечения шатуна.

Решая (4.5) и (4.6) совместно, получим

$$R_A^n = P_{\epsilon}^n \frac{BS}{AB}; \quad (4.7)$$

$$R_B^n = P_{\epsilon}^n \frac{AS}{AB}; \quad (4.8)$$

Расчет площади и момента инерции опасного сечения

Площадь сечения определится из равенства (рис. А.14)

$$F = 2B \cdot h + (H - 2h)b. \quad (4.9)$$

Подставив в (4.9) $B = 4$ мм, $h = 1$ мм, $H = 8$ мм, $b = 1,5$, получим $F = 17$ мм².

Момент инерции сечения (рис. А.14) определится из формулы

$$I = \frac{BH^3}{12} - \frac{(B-b)(H-2h)^3}{12}. \quad (4.10)$$

Подставив в (4.10) размеры сечения, получим: $I = 125,66$ мм⁴.

Момент сопротивления сечения изгибу определится из формулы

$$W_{\epsilon} = \frac{2I}{H} = 31,4 i^2.$$

Расчет σ_c для $\varphi = 0$ (рис. А.16)

Напряжения изгиба отсутствуют, так как $P_{\dot{\epsilon}}^{\tau} = 0$. Определим $P_{\dot{\epsilon}}^n = P_{\dot{\epsilon}} = 90H$.

Реакции R_A^n и R_B^n определим из (4.7), (4.8)

$$R_A^n = \frac{90 \cdot 44,5}{67} = 59,78H,$$

$$R_B^n = \frac{90 \cdot 22,5}{67} = 30,22H.$$

Далее определим напряжение сжатия-растяжения

$$\sigma_{\delta} = \frac{R_A^n}{F} = \frac{59,78H}{17i i^2} = 3,5 \frac{H}{i i^2};$$

$$\sigma_{\dot{\eta}\epsilon} = \frac{R_B^n}{F} = \frac{30,22H}{17i i^2} = 1,7 \frac{H}{i i^2}.$$

В качестве $\sigma_{\dot{\eta}}$ выбираем наибольшее из σ_{δ} , $\sigma_{\dot{\eta}\epsilon}$: $\sigma_{\dot{\eta}} = 3,5H / i i^2$. Заносим $\sigma_{\dot{\eta}}$ в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Значения $\sigma_{\dot{\eta}}$

| $\varphi, ^\circ$ | 0 | 60 | 120 | 180 | 240 | 300 |
|--------------------------------------|-----|-------|-------|-------|-------|-------|
| t, с | 0 | 0,002 | 0,004 | 0,006 | 0,008 | 0,01 |
| $\sigma_{\dot{\eta}}, \text{Н/мм}^2$ | 3,5 | 28,7 | 36,91 | 4,3 | 37,96 | 25,06 |

Расчет σ_c для $\varphi = 60^\circ$ (рис. А.17)

Из (4.1) определим: $P_{\dot{\epsilon}}^{\tau} = 90 \cdot \sin 215^\circ = 51,62H$.

Из (4.3), (4.4) определим

$$R_A^{\tau} = \frac{51,62 \cdot 22,5 - 113}{67} = 36H,$$

$$R_B^{\tau} = 51,62 - 15,65 = 15,65H.$$

Для построения эпюры изгибающих напряжений $\sigma_{\dot{\epsilon}}$ определим в опасном сечении изгибающие моменты от реакций R_A^{τ} и R_B^{τ}

$$M_{\dot{\epsilon}\zeta\dot{\alpha}A} = R_A^{\tau} \cdot AS, \quad (4.11)$$

$$M_{\dot{\epsilon}\zeta\dot{\alpha}B} = R_B^{\tau} \cdot BS. \quad (4.12)$$

$$M_{\dot{\epsilon}\zeta\dot{\alpha}A} = 36 \cdot 22,5 = 819 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_{\dot{\epsilon}\zeta\dot{\alpha}B} = 15,65 \cdot 44,5 = 696,42 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определим максимальный изгибающий момент в опасном сечении: $M_{\dot{\epsilon}\zeta\dot{\alpha}\max} = 819 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и максимальное напряжение изгиба

$$\sigma_{n\max} = \frac{M_{\dot{\epsilon}\dot{\alpha}\max}}{W_n} = \frac{819}{31,4} = 25,8 \frac{H}{\dot{\iota} \dot{\iota}^2}.$$

Из (4.2) определим: $P_{\dot{\epsilon}}^n = 90 \cdot \cos 215^\circ = 73,72H$.

Из (4.7), (4.8) определим

$$R_A^n = \frac{73,72 \cdot 44,5}{67} = 49H; R_B^n = \frac{73,72 \cdot 22,5}{67} = 24,76H.$$

Определим напряжение сжатия-растяжения

$$\sigma_{\delta} = \frac{49}{17} = 2,9 \frac{H}{\dot{\iota} \dot{\iota}^2}; \sigma_{\dot{\iota}\dot{\alpha}\epsilon} = \frac{24,76}{F} = 1,45 \frac{H}{\dot{\iota} \dot{\iota}^2}.$$

Определим максимальное суммарное напряжение

$$\sigma_c = 25,8 + 2,9 = 28,7 \text{ Н/мм}^2.$$

Заносим σ_c в таблицу 4.2.

Расчет σ_c для $\phi = 120^\circ$ (рис. А.18)

Из (4.1) определим $P_{\dot{\epsilon}}^r = 82,5 \cdot \sin 300^\circ = 71,45H$.

Из (4.3), (4.4) определим

$$R_B^r = \frac{71,45 - 125}{67} = 22,13H, R_A^r = 71,45 - 22,13 = 49,32H.$$

Из (4.11), (4.12) определим

$$M_{\dot{\epsilon}\dot{\alpha}A} = 49,32 \cdot 22,5 = 1109,7H \cdot \dot{\iota} \dot{\iota}; M_{\dot{\epsilon}\dot{\alpha}B} = 22,13 \cdot 44,5 = 984,75H \cdot \dot{\iota} \dot{\iota}.$$

Определим $M_{\dot{\epsilon}\dot{\alpha}\max} = 1109H \cdot \dot{\iota} \dot{\iota}$ и максимальное напряжение изгиба

$$\sigma_{\dot{\epsilon}\dot{\alpha}\max} = \frac{1109}{31,4} = 36,3 \frac{H}{\dot{\iota} \dot{\iota}}.$$

Из (4.2) определим $P_{\dot{\epsilon}}^n = 82,5 \cdot \cos 300^\circ = 41,25H$.

Из (4.6), (4.7) определим

$$R_A^n = \frac{41,25 \cdot 44,5}{67} = 27,4H; R_B^n = \frac{41,25 \cdot 22,5}{67} = 13,8H.$$

Определим напряжение сжатия-растяжения

$$\sigma_{\dot{\iota}\dot{\alpha}\epsilon} = \frac{13,8}{17} = 0,8 \frac{H}{\dot{\iota} \dot{\iota}^2}; \sigma_{\delta} = \frac{27,4}{17} = 1,61 \frac{H}{\dot{\iota} \dot{\iota}^2}.$$

Определим максимальное суммарное напряжение

$$\sigma_c = 35,3 + 1,61 = 36,91 \frac{H}{\dot{\iota} \dot{\iota}^2} \cdot \text{Н/мм}^2.$$

Заносим σ_c в таблицу 4.2.

Расчет σ_c для $\varphi = 180^\circ$ (рис. А.19)

Напряжения изгиба отсутствуют, т. к. $P_e^\tau = 0$. Из (4.2) определим $P_e^n = P_e = 110H$.

Из (4.7), (4.8) определим

$$R_B^n = \frac{110 \cdot 22,5}{67} = 36,9H; R_A^n = \frac{110 \cdot 44,5}{67} = 73,06H.$$

Далее определим напряжение сжатия-растяжения

$$\sigma_\delta = \frac{73,06}{17} = 4,3 \frac{H}{i i^2}; \sigma_{\tilde{n}ce} = \frac{36,9}{17} = 2,17 \frac{H}{i i^2}.$$

В качестве σ_c выбираем наибольшее $\sigma_\delta, \sigma_{\tilde{n}ce}$

$$\sigma_c = 4,3 \frac{H}{i i^2} \cdot \text{Н/мм}^2.$$

Заносим σ_c в таблицу 4.2.

Расчет σ_c для $\varphi = 240^\circ$ (рис. А.20)

Из (4.1) определим $P_e^\tau = 85 \cdot \sin 60^\circ = 73,61H$.

Из (4.3), (4.4) определим

$$R_B^\tau = \frac{73,61 \cdot 22,5 - 116}{67} = 23H, R_A^\tau = 73,61 - 23 = 50,61H.$$

Из (4.11), (4.12) определим

$$M_{e\check{c}\check{a}A} = 50,61 \cdot 22,5 = 1139H \cdot i i; M_{e\check{c}\check{a}B} = 23 \cdot 44,5 = 1023,5H \cdot i i.$$

Определим $M_{e\check{c}\check{a}\max} = 1023,5H \cdot i i$ и $\sigma_{e\check{c}\check{a}\max} = \frac{1139}{31,4} = 36,3 \frac{H}{i i^2}$.

Из (4.2) определим $P_e^n = 85 \cdot \cos 60^\circ = 42,5H$.

Из (4.7), (4.8) определим

$$R_A^n = \frac{42,5 \cdot 44,5}{67} = 28,23H; R_B^n = \frac{42,5 \cdot 22,5}{67} = 14,27H.$$

Определим напряжение сжатия-растяжения

$$\sigma_{\tilde{n}ce} = \frac{14,27}{17} = 0,84 \frac{H}{i i^2}; \sigma_\delta = \frac{28,23}{17} = 1,66 \frac{H}{i i^2}.$$

Определим максимальное суммарное напряжение в сечении

$$\sigma_c = 36,3 + 1,66 = 37,96 \frac{H}{i i^2} \cdot \text{Н/мм}^2.$$

Заносим σ_c в таблицу 4.2.

Расчет σ_c для $\varphi = 300^\circ$ (рис. А.21)

Из (4.1) определим $P_e^\tau = 87,5 \cdot \sin 150^\circ = 43,75H$.

Из (4.3), (4.4) определим

$$R_B^\tau = \frac{43,75 - 116}{67} = 12,96H, \quad R_A^\tau = 43,75 - 12,96 = 30,79H.$$

Из (4.11), (4.12) определим

$$M_{e\dot{\zeta}A} = 30,79 \cdot 22,5 = 692,78H \cdot i \cdot i; \quad M_{e\dot{\zeta}B} = 12,96 \cdot 44,5 = 576,72H \cdot i \cdot i.$$

Определим $M_{e\dot{\zeta}A_{\max}} = 692,78H \cdot i \cdot i$ и $\sigma_{e\dot{\zeta}A_{\max}} = \frac{692,78}{31,4} = 22,06 \frac{H}{i \cdot i^2}$.

Из (4.2) определим $P_e^n = 87,5 \cdot \cos 150^\circ = 75,78H$.

Из (4.6), (4.7) определим

$$R_A^n = \frac{75,78 \cdot 44,5}{67} = 50,33H; \quad R_B^n = \frac{75,78 \cdot 22,5}{67} = 25,45H.$$

Определим напряжение сжатия-растяжения

$$\sigma_{\dot{n}e} = \frac{25,45}{17} = 1,5 \frac{H}{i \cdot i^2}; \quad \sigma_\delta = \frac{50,33}{17} = 3 \frac{H}{i \cdot i^2}.$$

Определим максимальное суммарное напряжение

$$\sigma_c = 22,06 + 3 = 25,06 \frac{H}{i \cdot i^2} \cdot \text{Н/мм}^2.$$

Заносим σ_c в таблицу 4.2.

По данным расчета, занесенным в таблицу 4.2, строим график зависимости σ_c от времени t (рис. А.22). Из графика следует, что цикл нагружения шатуна близок к симметричному знакопеременному

$$\sigma_{c\max} = 38 \frac{H}{i \cdot i^2}.$$

Проверка шатуна на усталостное разрушение

При знакопеременном симметричном цикле нагружения условие прочности шатуна имеет вид

$$\sigma_{c\max} \leq [\sigma]; \quad (4.13)$$

$$[\sigma] = \sigma_{-1} \frac{\varepsilon_s \cdot \varepsilon_\beta}{k_\sigma [n]}, \quad (4.14)$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала шатуна при знакопеременном симметричном цикле нагружения;

ε_s – масштабный фактор, зависящий от размеров опасного сечения (для шатуна это высота ребра H , (рис. А.14);

ε_s – коэффициент, зависящий от состояния поверхности;

k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при знакопеременном симметричном цикле нагружения;

$[n]$ – коэффициент запаса прочности, зависящий от способа получения заготовки шатуна.

Величину σ_{-1} определим из справочных данных (см. [1], таблица 4.1), для стали 20 $\sigma_{-1} = 170 \text{ Н/мм}^2$.

ε_s – определится из [1], по диаграмме (рис. А.23). На этой диаграмме кривая 6 характеризует снижение σ_{-1} для углеродистых сталей. Согласно рисунку А.14 размер сечения $H = 8 \text{ мм}$. Тогда для кривой 6 имеем $\varepsilon_s = 1$.

ε_β – определится согласно рекомендациям [1], при упрочнении поверхности шатуна цементацией принимаем $\varepsilon_\beta = 1,4$.

k_σ определяется по формуле [1]

$$k_\sigma = 1 + (\alpha_\sigma - 1)q, \quad (4.15)$$

где α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений, определяемый по диаграмме на рисунке А.24.

Предварительно из рисунка А.14 определим

$$H/h = B/b = 4/1,5 = 2,7 \text{ и } \rho/h = 1,2/1,0 = 1,2.$$

Пользуясь кривой $H/h = 2$ на рисунке А.23, определим $\alpha_\sigma = 1,13$.

q – коэффициент чувствительности материала шатуна к концентрации напряжений определяется по диаграмме на рисунке А.24.

Предварительно определим отношение σ_δ / σ_B , где σ_δ – предел текучести материала шатуна для стали 20 $\sigma_\delta = 240 \text{ Н/мм}^2$ и предел прочности $\sigma_B = 400 \text{ Н/мм}^2$. $\sigma_\delta / \sigma_B = 240/400 = 0,6$. Для $\rho = 1,2$ и $\sigma_\delta / \sigma_B = 0,6$ по диаграмме определим $q = 0,7$.

Подставив значения α_σ и q в (4.15), получим

$$k_\sigma = 1 + (1,13 - 1) \cdot 0,7 = 1,09.$$

Величина $[n]$ зависит от способа получения заготовки [1]. Для заготовок из стали 20, получаемых обработкой давлением (ковкой) $[n] = 1,3$.

Подставив найденные значения σ_{-1} , ε_s , ε_β , k_σ , $[n]$ в (4.14), получим

$$[\sigma] = 170 \frac{1 \cdot 1,4}{1,09 \cdot 1,3} = 168 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Условие прочности (4.13) выполняется $38 < 168$.

5 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КРЕПЛЕНИЯ ВЕДУЩИХ И ВЕДОМЫХ ЗВЕНЬЕВ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

5.1 Расчет на прочность винтов крепления эксцентрика на валу (рис. А.26)

Исходные данные. Диаметр вала $D = 12$ мм, диаметр корпуса эксцентрика $D_1 = 34$ мм, наружный диаметр винта $d = 6$ мм, шаг резьбы винта $s = 0,75$ мм, число винтов $z = 2$. Максимальный уравнивающий момент эксцентрика $M_{ур.мах} = 2,167$ Н·м, материал винта – сталь А12. Требуется проверить резьбу винта на срез и сжатие.

Решение. Определим необходимую силу Q затяжки винта [1]:

$$Q = \frac{2k \cdot M_{\text{од.мах}}}{f \cdot D \cdot z}, \quad (5.1)$$

где k – коэффициент надежности крепления, $k = 1,5$; f – коэффициент трения торца винта о поверхность вала (сталь по стали), $f = 0,1$.

Подставив в (5.1) значения k , $M_{ур.мах}$, f , D и z , получим

$$Q = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 2167}{0,1 \cdot 12 \cdot 2} = 2709 \text{ Н.}$$

Проверим выполнение условия прочности резьбы винта на срез [3]

$$Q \leq [\tau_{\text{н\ddot{o}}}] \frac{n_B \cdot \pi d_1 \cdot \xi \cdot s}{k_{i\ddot{a}}}, \quad (5.2)$$

где $[\tau_{\text{н\ddot{o}}}]$ – допускаемое напряжение среза резьбы, $[\tau_{\text{н\ddot{o}}}] = [\sigma_{\delta}] / 1,5$; σ_{δ} – предел прочности материала винта на растяжение, $[\sigma_{\delta}] = [\sigma_{\delta}] / 1,2$; σ_{δ} – предел текучести, для стали А12, $\sigma_{\delta} = 260$ Н/мм²; $[\sigma_{\delta}] = 260 / 1,2 = 216$ Н/мм²; $[\tau_{\text{н\ddot{o}}}] = 216 / 1,5 = 144,4$ Н/мм²;

n_B – рабочее число витков резьбы, $n_B = h/s = (D_1 - d)/2 \cdot s = (34 - 12)/2 \cdot 0,75 = 14,7$;

d_1 – внутренний диаметр резьбы винта, $d_1 = 0,8d = 0,8 \cdot 6 = 4,8$ мм;

ξ – коэффициент, зависящий от профиля резьбы, для метрической треугольной резьбы $\xi = 0,75$;

$k_{i\ddot{a}}$ – коэффициент нагрузки, учитывающий распределение нагрузки между витками, $k_{i\ddot{a}} = 3$.

Подставив в (5.2) полученные значения входящих в него величин, получим

$$Q \leq 144,4 \frac{14,7 \cdot \pi \cdot 4,8 \cdot 0,75 \cdot 0,75}{3} = 5999 \text{ Н.}$$

Условие прочности на срез резьбы выполняется, т. к. $Q = 2709 \text{ Н} < 5999 \text{ Н}$.
Проверим выполнение условия прочности резьбы на смятие

$$Q \leq [\sigma_{\dot{m}}] \frac{n_B \cdot \pi d_2 \cdot \zeta \cdot s}{k_{i\dot{a}}}, \quad (5.3)$$

где $\sigma_{\dot{m}}$ – допускаемое напряжение смятия, $\sigma_{\dot{m}} = \sigma_{\dot{o}} / 1,2 = 260 / 1,2 = 216 \text{ Н/мм}^2$;

d_2 – средний диаметр резьбы винта, $d_2 = 0,88 d = 0,88 \cdot 6 = 5,28 \text{ мм}$;

ζ – коэффициент высоты профиля зуба, для метрической треугольной резьбы $\zeta = 0,5$.

Подставив численные значения в (5.3), получим

$$Q \leq 216 \frac{14,7 \cdot \pi \cdot 5,28 \cdot 0,5 \cdot 0,75}{3} = 6580 \text{ Н}.$$

Условие прочности на смятие выполняется, т. к. $Q = 2709 \text{ Н} < 6580 \text{ Н}$.

5.2 Расчет на прочность резьбы винта, стягивающего сухарики

На рисунке А.27 приведена конструкция крепления эксцентрика 1 на валу 2 с помощью сухариков 3 и 4, стягиваемых винтом 5. На рисунке А.28 приведена схема сил, действующих на сухарики: Q – сила затяжки винта, N – сила реакции вала, R – сила реакции корпуса 1 (см. рис. А.27).

Исходные данные. $\beta = 15^\circ$, диаметр вала $D = 12 \text{ мм}$, диаметр корпуса эксцентрика $D_1 = 34 \text{ мм}$, $M_{yp,max} = 2709 \text{ Н}$.

Требуется определить Q – усилие затяжки винта.

Решение. Из треугольника сил, действующих на правый сухарик (см. рис. А.28), имеем

$$Q = N \sin \beta, \quad (5.4)$$

где

$$N = \frac{2k \cdot M_{\dot{o}d,max}}{f \cdot D}. \quad (5.5)$$

Из (5.4), (5.5) имеем

$$Q = \frac{2kM_{\dot{o}d,max} \cdot \sin \beta}{f \cdot D}. \quad (5.6)$$

Подставляя в (5.6) $k = 1,5$; $\beta = 15^\circ$; $D = 12 \text{ мм}$; $f = 0,1$, получим

$$Q = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 2709 \cdot 0,2588}{0,1 \cdot 12} = 1752,7 \text{ Н}.$$

В задаче, приведенной в подразделе 5.2 при тех же $M_{yp,max}$ и D , получено усилие затяжки винтов $Q = 2709 \text{ Н}$. Это свидетельствует о том, что конструкция крепления с помощью сухариков (см. рис. А.27) намного эффективнее

конструкции крепления с помощью винтов (см. рис. А.26), так как при передаче того же момента требуется усилие затяжки винта в 1,54 раза меньше.

5.3 Расчет крепления коромысла на валу с помощью клеммового соединения

На рисунке А.29 приведена схема сил, действующих на коромысло 1 со стороны вала 2 и винта 3: N – сила давления вала, fN – сила трения, Q – сила затяжки винта 3.

Исходные данные. $M_{кр}$ – крутящий момент относительно оси вала, $M_{кр} = 2500 \text{ Н}\cdot\text{мм}$; $D = 12 \text{ мм}$, $a = 9,5 \text{ мм}$, число винтов – 1.

Требуется определить Q – силу затяжки винта 1.

Решение. Определим силу N , необходимую для уравнивания крутящего момента $M_{кр}$ [1]

$$N = \frac{k \cdot M_{\text{кр}}}{f \cdot Dm}, \quad (5.7)$$

где k – коэффициент надежности, $k = 1,3$; f – сила трения коромысло-вал, $f = 0,1$; m – опытный коэффициент, определяемый при посадке коромысла на вал с первоначальным зазором [3]: $m = \frac{3}{8} \pi$.

Подставив в (5.7) указанные значения $k, f, M_{кр}, D$ и m , получим

$$N = \frac{1,3 \cdot 2500}{0,1 \cdot 12 \cdot 1,178} = 2299,1 \text{ Н}.$$

Из уравнения моментов сил, действующих на верхнюю половину клеммового зажима, расположенную выше линии а-а (см. рис. А.29), относительно точки А, определим усилие затяжки

$$Q = \frac{N \cdot D}{2 \left(a + \frac{D}{2} \right) \cdot z}, \quad (5.8)$$

где z – число винтов 1, $z = 1$.

Подставив в (5.8) значения N, D, z , и q , определим

$$Q = \frac{2299,1 \cdot 12}{2(9,5 + 6) \cdot 1} = 890 \text{ Н}.$$

5.4 Проверка шлица винта на смятие

Проверить шлиц винта 1 (см. рис. А.29) на смятие.

Исходные данные. Высота шлица $h = 2$ мм, диаметр головки винта $D_1 = 12$ мм, $d = 8$ мм, Q – усилие затяжки винта, $Q = 890$ Н, материал винта – сталь А12, $s = 0,8$ мм – шаг резьбы.

Требуется проверить шлиц на смятие.

Решение. Условие прочности боковой поверхности шлица на смятие имеет вид

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_{\dot{m}}], \quad (5.9)$$

где σ_{\max} – максимальное напряжение на боковой поверхности шлица,

$[\sigma_{\dot{m}}] = 216$ Н/мм² (см. формулу (5.3) для стали А12).

Согласно [1]

$$\sigma_{\max} = \frac{6M}{h \cdot D_1^2}, \quad (5.10)$$

где M – момент закручивания винта до затяжки Q [3].

$$M = \frac{Q \cdot d_2}{2} \left(\lambda + \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right), \quad (5.11)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы, $d_2 = 0,88 d$;

λ – угол подъема резьбы, $\lambda = \operatorname{arctg} \frac{s}{\pi d_2}$;

f – коэффициент трения в резьбе, $f = 0,1$;

α – угол профиля треугольной резьбы, $\alpha = 60^\circ$.

Подставив приведенные значения Q , d_2 , λ и α в (5.11) и (5.10), получим

$$M = \frac{890 \cdot 7,04}{2} (0,0362 + 0,115) = 473,67 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot 473,67}{2 \cdot 12^2} = 9,87 \text{ Н} / \text{мм}^2.$$

Условие прочности (5.9) выполняется $9,87 < 216$.

6 РАСЧЕТ КУЛАЧКА НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Кинематическая схема кулачкового механизма приведена на рисунке А.30.

Дано: $OA = l_0 = 70$ мм; $AB = l = 50$ мм; R_0 – минимальный радиус теоретического профиля кулачка, $R_0 = 50$ мм; s – центр массы толкателя, $AS = 25$ мм, m_k – масса коромысла, $m_k = 0,1$ кг. На рисунке А.31 приведен график закона движения коромысла $\psi = f(\varphi)$: $\psi_{\varepsilon} = 20^\circ$; $\varphi_{A1} = 90^\circ$; $\varphi_{\varepsilon1} = 120^\circ$; $\varphi_{A2} = 60^\circ$; $\varphi_{\varepsilon2} = 90^\circ$; n – частота вращения кулачка, $n = 1000$ об/мин.

Требуется проверить кулачок на контактную прочность.

Условие прочности кулачка по контактным напряжениям имеет вид:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_{\varepsilon}], \quad (6.1)$$

где σ_{\max} – максимальное контактное напряжение, определяемое по формуле Герца-Беляева [1]

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{QE_{r\delta}}{b} \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{\rho} \right)}, \quad (6.2)$$

где Q – реакция кулачка на ролик, Н;

E_{np} – приведенный модуль упругости, $E_{r\delta} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$, E_1, E_2 – модули

упругости материалов кулачка и ролика, Н/мм²;

b – ширина контакта ролика и кулачка, мм;

r – радиус кривизны действительного профиля кулачка в точке контакта с роликом, мм;

$[\sigma_{\varepsilon}]$ – допускаемое контактное напряжение материала кулачка.

Определение реакции Q кулачка на толкатель

Рассмотрим определение реакции Q при заданном законе движения коромыслового толкателя и при условии, что на толкатель действуют только силы инерции.

Допустим, что закон движения толкателя на исследуемом интервале движения ψ_u является законом синусоидального ускорения [4] и известны уравнения безразмерных характеристик

$$\zeta = \frac{1}{2\pi} (2\pi k - \sin 2\pi k), \quad (6.3)$$

$$\delta = 1 - \cos(2\pi k), \quad (6.4)$$

$$\xi = 2\pi \sin 2\pi k, \quad (6.5)$$

где ζ – коэффициент пути, $\zeta = \psi / \psi_u$;

ψ – текущий угол поворота коромысла на интервале, рад;

k – безразмерный коэффициент времени, $k = t/t_u$, $t_u = \varphi_u / \omega_k$;

φ_u – угол поворота кулачка на интервале, рад;

ω_k – угловая скорость кулачка, рад/с;
 δ – коэффициент скорости, $\delta = \omega/t_w/\psi_{и}$;
 ω – текущее значение угловой скорости толкателя;
 ξ – коэффициент ускорения,

$$\xi = \frac{\varepsilon}{\psi_{\dot{\varepsilon}}} \cdot t_{\dot{\varepsilon}}^2;$$

ε – текущее значение углового ускорения толкателя.

Графики $\zeta = \zeta(k)$, $\delta = \delta(k)$ и $\xi = \xi(k)$ показаны на рисунке А.32.

Силовой расчет толкателя следует производить при максимальном угловом ускорении толкателя, так как при этом силы инерции толкателя – максимальные.

Из графика $\xi = \xi(k)$ на рисунке А.32 следует, что $\xi = \xi_{max}$ при $k = 0,25$. При этом из (6.3), (6.4), (6.5) следует: $\xi_{max} = 2\pi$, $\delta = 1$; $\zeta = 0,09$. Затем определим максимальное угловое ускорение $\varepsilon_{max} = \frac{2\pi\psi_{\dot{\varepsilon}}\omega_k^2}{\varphi_{\dot{\varepsilon}}^2}$ и соответствующие значения

ω и ψ . $\omega = \frac{\psi_{\dot{\varepsilon}}\omega_k}{\varphi_{\dot{\varepsilon}}}$; $\psi = 0,09 \psi_{и}$.

На рисунке А.30 показаны силы, действующие на коромысло:

Q – сила реакции кулачка;

M_u – момент сил инерции коромысла AB , $M_u = I_S \cdot \varepsilon_{max}$;

I_S – момент инерции коромысла относительно центра масс S ;

$P_{ук}^{\tau}$ – тангенциальная составляющая силы инерции коромысла;

$P_{ук}^{\tau} = m_k a_S^{\tau} = m_k \varepsilon_{max} \cdot (AS)$; m_k – масса коромысла, кг;

$P_{ур}^{\tau}$ – тангенциальная составляющая силы инерции ролика;

$P_{ур}^{\tau} = m_p \varepsilon_{max} \cdot (AB)$; m_p – масса ролика, кг;

\mathcal{G} – угол давления; согласно [4] при $\delta = 1$, $\zeta = 0,09$ угол \mathcal{G} определится из формулы

$$\operatorname{tg} \mathcal{G} = \frac{\frac{l\psi_{\dot{\varepsilon}}}{\varphi_{\dot{\varepsilon}}} + l - l_0 \cos(0,09\psi_{\dot{\varepsilon}} + \psi_0)}{l_0 \sin(0,09\psi_{\dot{\varepsilon}} + \psi_0)}, \quad (6.6)$$

где $l = AB$ (рис. А.30), $l_0 = OA$.

Из уравнения моментов сил, действующих на коромысло, относительно точки А определяется Q [1]

$$Q = \frac{M_{\dot{\varepsilon}} + F_{\dot{\varepsilon}\dot{\varepsilon}} \cdot (\dot{A}S) + F_{\dot{\varepsilon}\delta} \cdot (\dot{A}\hat{A})}{(\dot{A}\hat{A}) \cdot \cos \mathcal{G}}, \quad (6.7)$$

где \mathcal{G} – угол давления.

Из (6.6) следует, что наибольшее значение углов давления, а, следовательно, и силы Q (6.6) следует ожидать на том участке движения (6.2), на котором больше отношение $\frac{\psi_{\dot{\epsilon}}}{\varphi_{\dot{\epsilon}}}$. Для $\varphi_{\dot{\epsilon}1} = 120^\circ$ соотношение равно $20/120 = 0,166$; для $\varphi_{\dot{\epsilon}2} = 90^\circ$ соотношение $20/90 = 0,222$. Следовательно, расчет максимального значения \mathcal{G} следует определить для участка $\varphi_{\dot{\epsilon}2} = 90^\circ = 1,57$ рад.

$$\text{Определяем } \omega_{\dot{\epsilon}} = \frac{\pi n}{30} = 104 \frac{\delta \ddot{a}\ddot{a}}{\ddot{n}};$$

$$t_{\dot{\epsilon}} = \frac{\varphi_{\dot{\epsilon}2}}{\omega_k} = \frac{1,57}{104} = 0,0151c;$$

$$\varepsilon_{\max} = \frac{2\pi \cdot \psi_{\dot{\epsilon}}}{t_{\dot{\epsilon}}^2} = \frac{2\pi \cdot 0,349}{(0,0151)^2} = 9612 \frac{\delta \ddot{a}\ddot{a}}{c}.$$

Затем определяем

$$M_{\dot{\epsilon}} = I_S \cdot \varepsilon_{\max} = 4 \cdot 10^{-4} \cdot 9612 = 3,84 H\ddot{i}.$$

$$P_{\dot{\epsilon}}^{\tau} = m_k \cdot \varepsilon_{\max} \cdot AS = 0,1 \cdot 9612 \cdot 0,025 = 24,03 H.$$

Для определения угла давления \mathcal{G} требуется найти

$$\psi_0 = \arccos \frac{l_0^2 + l^2 - R_0^2}{2l_0 \cdot l} = \frac{70^2 + 50^2 - 50^2}{2 \cdot 70 \cdot 50} = \arccos 0,7 = 45,57^\circ.$$

Из (6.6) определим угол давления

$$\operatorname{tg} \mathcal{G} = \frac{\frac{50 \cdot 20}{90} + 50 \cdot 70 \cdot \cos(0,09 \cdot 20^\circ + 45,57^\circ)}{70 \cdot \sin(0,09 \cdot 20^\circ + 45,57^\circ)} = 0,266.$$

$$\mathcal{G} = \arccos 0,266 = 14,89^\circ.$$

Из (6.7) определим силу реакции кулачка

$$Q = \frac{3,84 + 24,03 \cdot 0,025}{0,05 \cdot \cos 14,89^\circ} = 91,9 H.$$

Определение радиуса ρ_T кривизны теоретического профиля.

Величину ρ определим как радиус окружности, проходящей через три точки теоретического профиля: B_i, B_{i-1}, B_{i+1} (рис. А.33). Точка B_i соответствует текущему положению кулачка, при котором угол давления максимален. Точки B_{i-1} и B_{i+1} расположены на радиусах-векторах теоретического профиля, отстоящих от радиуса-вектора, проходящего через B_i и углы $\Delta\varphi = 2^\circ$.

$$\varphi_i = 0,25 \cdot \varphi_{\dot{e}2} = 0,25 \cdot 90^\circ = 22,5^\circ;$$

$$\psi_i = \psi_0 + \psi_{\dot{e}2} = 45,57^\circ + 0,09 \cdot 20^\circ = 47,73^\circ;$$

$$R_i = \sqrt{l_0^2 + l^2 - 2l_0l \cos \psi_0} = \sqrt{70^2 + 50^2 - 2 \cdot 70 \cdot 50 \cos 47,73^\circ} = 51,57^\circ;$$

$$\Delta k = \frac{\Delta \varphi}{\varphi n^2} = \frac{2^\circ}{90^\circ} = 0,022;$$

$$k_{i+1} = k_i + \Delta k = 0,25 + 0,22 = 0,277;$$

$$\zeta_{i+1} = \frac{1}{2\pi} (2\pi \cdot 0,272 - \sin 2\pi \cdot 0,272) = 0,114;$$

$$\psi_{i+1} = \psi_0 + \zeta_{i+1} \cdot \psi_{\dot{e}} = 45,57^\circ + 0,114 \cdot 20^\circ = 47,85^\circ;$$

$$R_{i+1} = \sqrt{l_0^2 + l^2 - 2l_0l \cos \psi_{i+1}} = 51,98 \text{ мм};$$

$$\varphi_{i+1} = 22,5^\circ + 2^\circ = 24,5^\circ;$$

$$k_{i-1} = k_i - \Delta k = 0,25 - 0,022 = 0,228;$$

$$\zeta_{i-1} = \frac{1}{2\pi} (2\pi \cdot 0,228 + \sin(0,228 \cdot 360^\circ)) = 0,0704;$$

$$\psi_{i-1} = \psi_0 + \zeta_{i-1} \cdot \psi_{\dot{e}} = 45,57^\circ + 0,0704 \cdot 20^\circ = 46,98^\circ;$$

$$R_{i-1} = \sqrt{l_0^2 + l^2 - 2l_0l \cos \psi_{i-1}} = 51,22 \text{ мм}.$$

Координаты точек B_i, B_{i-1}, B_{i+1} теоретического профиля в системе координат xOy (см. рис. А.33) определяются из равенств

$$x_{i-1} = R_{i-1} \cos \varphi_{i-1} = 51,82 \cdot \cos 20,5^\circ = 47,98 \text{ мм};$$

$$y_{i-1} = R_{i-1} \sin \varphi_{i-1} = 51,22 \cdot \sin 20,5^\circ = 17,94 \text{ мм};$$

$$x_i = R_i \cos \varphi_i = 51,57 \cdot \cos 22,5^\circ = 47,64 \text{ мм};$$

$$y_i = R_i \sin \varphi_i = 51,57 \cdot \sin 22,5^\circ = 19,73 \text{ мм};$$

$$x_{i+1} = R_{i+1} \cos \varphi_{i+1} = 51,98 \cdot \cos 24,5^\circ = 47,30 \text{ мм};$$

$$y_{i+1} = R_{i+1} \sin \varphi_{i+1} = 51,98 \cdot \sin 24,5^\circ = 21,55 \text{ мм}.$$

Радиус кривизны ρ_T теоретического профиля кулачка в точке B_i определим как радиус окружности, проходящей через три точки B_{i-1}, B_i, B_{i+1}

$$r_{\dot{O}} = \sqrt{(x_0 - x_{i-1})^2 + (y_0 - y_{i-1})^2},$$

где

$$x_0 = \frac{b_2 c_1 - b_1 c_2}{a_1 b_2 - a_2 b_1},$$

$$y_0 = \frac{a_1 c_2 - a_2 c_1}{a_1 b_2 - a_2 b_1},$$

$$a_1 = 2(x_i - x_{i-1}),$$

$$a_2 = 2(x_{i+1} - x_{i-1}),$$

$$b_1 = 2(y_i - y_{i-1}),$$

$$b_2 = 2(y_{i+1} - y_{i-1}),$$

$$c_1 = (x_i - x_{i-1})^2 + (y_i - y_{i-1})^2,$$

$$c_2 = (x_{i+1} - x_{i-1})^2 + (y_{i+1} - y_{i-1})^2.$$

$$a_1 = 2(47,64 - 47,98) = -0,68 \text{ мм};$$

$$a_2 = 2(47,30 - 47,98) = -1,36 \text{ мм};$$

$$b_1 = 2(19,73 - 17,94) = 3,58 \text{ мм};$$

$$b_2 = 2(21,55 - 17,94) = 7,22 \text{ мм};$$

$$c_1 = (47,64 - 47,98)^2 + (19,73 - 17,94)^2 = 3,32.$$

$$c_2 = (47,30 - 47,64)^2 + (21,55 - 19,73)^2 = 3,428.$$

$$x_0 = \frac{7,22 \cdot 3,32 - 3,58 \cdot 3,428}{0,68 \cdot 7,22 - (-1,36) \cdot 3,58} = -286,76 \text{ мм};$$

$$y_0 = \frac{-0,68 \cdot 3,428 - (-1,36) \cdot 3,32}{-0,0408} = 53,43 \text{ мм}.$$

$$r_0 = \sqrt{(286,76 - 47,98)^2 + (53,43 - 17,94)^2} = 336,62 \text{ мм}.$$

Радиус действительного профиля кулачка определяется из равенств

$$r = r_T - r = 336,6 - 5 = 331,6 \text{ мм}.$$

Для вычисления S_{\max} по формуле (6.2) определим

$$E_{i\delta} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}.$$

Принимая материалы кулачка и рамки соответственно сталь 20 и А12, получим $E_{i\delta} = 2,14 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$.

Для $b = r = 5$ мм получим

$$s_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{91,942,140^5}{5} \left(\frac{1}{5} + \frac{1}{331,6} \right)} = 117H / i i^2.$$

Принимая кулачок с закалкой 56 HRC, получим

$$[s_K] = 22 \text{ Ч} 56 = 1232H / i i^2.$$

Условие контактной прочности выполняется: $117 < 1232$.

7 РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОПРИВОДА МАШИН

7.1 Проектный расчет мощности электродвигателя

Исходные данные.

Кинематическая схема электропривода приведена на рисунке А.34. На схеме обозначены: 1 а – ротор электродвигателя, 1 б – маховик, 2 а – фрикционная муфта, 2 б – вал, 2 в, 3 а – шкивы клиноременной передачи, 3 б – вал, 3 в – кривошип, 4 – шатун, 5 а – ползун, 5 б – рабочий орган, P_c – сила полезного сопротивления, OAB – кривошипно-ползунный механизм привода ползуна 5 а. $OA = 20$ мм, $AB = 60$ мм.

Диаметры шкивов клиноременной передачи: $D_{2a} = 100$ мм, $D_{3a} = 250$ мм.

На рисунке А.35 приведен график изменения силы полезного сопротивления P_c в функции угла поворота φ_3 кривошипа OA .

Решение

1. Из формулы

$$M_{ci\delta} = \frac{P_c}{w_{1-5}}, \quad (7.1)$$

где w_{1-5} – передаточное число от ротора электродвигателя 1 к ползуну 5, определим приведенный к ротору электродвигателя момент $M_{ci\delta}$ от силы P_c .

$$w_{1-5} = \frac{\omega_1}{V_5} = \frac{\omega_3 \cdot u_{1-3}}{V_5} = \frac{V_A \cdot u_{1-3}}{OA \cdot V_B} = \frac{u_{1-3}}{OA} \cdot \frac{pa}{pb}, \quad (7.2)$$

где ω_1 – угловая скорость ротора электродвигателя 1 а,

V_5 – скорость ползуна 5 а,

ω_3 – угловая скорость кривошипа OA ,

u_{1-3} – передаточное число от ротора электродвигателя к кривошипу OA ,

$$u_{1-3} = \frac{D_{3a}}{D_{2a}} = \frac{250}{100} = 2,5,$$

$$OA = 0,02 \text{ м,}$$

pa, pb – отрезки на плане скоростей кривошипно-ползунного механизма OAB (рис. А.36), представляющие скорости точек A и B механизма.

2. Из графика P_c следует, что при $\varphi_3 = 60^\circ$ и $\varphi_3 = 180^\circ$ $P_c = 0$, при этом согласно (7.1) $M_{ci\delta} = 0$. При $\varphi_3 = 120^\circ$

$$w_{1-5} = \frac{2,5 \cdot 40}{0,02 \cdot 40} = 125 \frac{\delta \dot{\alpha} \ddot{\alpha}}{\dot{i}}.$$

$$M_{ci\delta} = \frac{500}{125} = 4 \text{ Ѕ}.$$

График $M_{ci\delta}$ в функции φ_1 представлен на рисунке А.37, где $\varphi_1 = \varphi_3 \cdot u_{1-3}$. Значения φ_1 представлены на рисунке А.37 в радианах.

3. Определим работу $M_{ci\delta}$ за один оборот кривошипа OA как площадь треугольника, образованного графиком $M_{ci\delta}$. На рисунке А.37

$$A_{ci\delta} = 4 \cdot \frac{7,85 - 2,62}{2} = 10,46 \text{ Ѕ}.$$

4. Принимая момент электродвигателя за один оборот кривошипа OA приближенно постоянным и равным номинальному моменту, определим работу электродвигателя

$$A_{\dot{a}} = M_i \cdot 15,7.$$

5. Принимая $A_{\dot{a}} = A_{\ddot{m}\delta}$, определим

$$M_i = \frac{A_{\ddot{m}\delta}}{15,7} = \frac{10,46}{15,7} = 0,666 \text{ Ѕ}.$$

6. Номинальную мощность электродвигателя определим из формулы

$$N_i = \frac{M_i \cdot \omega_i}{\eta_{i\delta}}, \quad (7.3)$$

где ω_i – номинальная угловая скорость ротора электродвигателя принимаем

$$\omega_i = 157 \text{ рад/с;}$$

$\eta_{i\delta}$ – суммарный коэффициент полезного действия (к.п.д.) электропривода.

$$\text{Определим } \eta_{i\delta} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \cdot \eta_6 \cdot \eta_7,$$

где η_1 – к.п.д. подшипников качения ротора электродвигателя $\eta_1 = 0,98$;

η_2 – к.п.д. фрикционной муфты 1 б–2 а, $\eta_2 = 0,96$;

η_3 – к.п.д. подшипников качения вала 2 б, $\eta_3 = 0,98$;

η_4 – к.п.д. клиноременной передачи 2 б–3 а, $\eta_4 = 0,96$;

η_5 – к.п.д. подшипников качения вала 3 б, $\eta_5 = 0,98$;

η_6 – к.п.д. подшипников скольжения шатуна 4, $\eta_6 = 0,96^2 = 0,92$;

η_7 – к.п.д. направляющих ползуна 5 а, $\eta_7 = 0,94^2 = 0,88$.

Таким образом

$$\eta_{i\delta} = 0,58 \cdot 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,88 = 0,7.$$

Подставив значения M_i , ω_i и $\eta_{i\delta}$ в (7.3), получим

$$N_i = \frac{0,666 \cdot 157}{0,7} = 149,4 \text{ Вт}.$$

По справочным данным [5] подбираем электродвигатель типа 4А56В4У3 со следующими характеристиками: $N_i = 0,18 \text{ кВт}$, частота вращения ротора номинальная $n_n = 1365 \text{ об/мин}$, маховый момент ротора $GD^2 = 31,5 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

7.2 Приведение масс электропривода к звену приведения

Схема электропривода приведена на рисунке А.34.

Дано: моменты инерции вращающихся звеньев 1 а, 1 б, 2 а, 2 б, 2 в, 3 а,

3 б, 3 в: $I_{1\dot{a}} = \frac{GD^2}{4g} = \frac{31,540^{-4}}{4 \cdot 9,81} = 840^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_{1\dot{b}} = 0,540^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

$I_{2\dot{a}} = 0,540^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_{2\dot{b}} = 0,140^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_{2\dot{v}} = 0,340^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

$I_{3\dot{a}} = 0,640^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_{3\dot{b}} = 0,240^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $I_{3\dot{v}} = 0,340^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

Момент инерции шатуна 4 относительно центра масс

$$I_{s4} = 0,7540^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Массы шатуна 4 и ползуна 5

$$m_4 = 0,1 \text{ кг}; \quad m_5 = m_{s\dot{a}} + m_{s\dot{b}} = (0,1 + 0,15) = 0,25 \text{ кг}.$$

Размеры звеньев кривошипно-коромыслового механизма $OA = 0,02 \text{ м}$, $AB = 0,06 \text{ м}$, $AS = 0,02 \text{ м}$.

График изменения силы полезного сопротивления P_c , приложенной к ползуну 5, приведен на рисунке А.35.

Требуется определить: приведенные к валу электродвигателя момент инерции $I_{i\delta}$ звеньев привода и момент $M_{ci\delta}$ силы полезного сопротивления P_c .

Решение

Определение $I_{i\delta}$.

$I_{i\delta}$ определяется из формулы

$$I_{i\delta} = I_1 + I_2 + \frac{I_3}{u_{1-3}^2} + \frac{I_{S4}}{u_{1-4}^2} + \frac{m_4}{w_{1-4}^2} + \frac{m_5}{w_{1-5}^2}, \quad (7.4)$$

где $I_1 = I_{1a} + I_{1a} = 8 \cdot 10^{-5} + 0,5 \cdot 10^{-5} = 8,5 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

$I_2 = I_{2a} + I_{2a} + I_{2a} = 0,9 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

$I_3 = I_{3a} + I_{3a} + I_{3a} = 1,1 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

u_{1-3} – передаточное число клиноременной передачи, $u_{1-3} = 2,5$;

u_{1-4} – передаточное число от звена 1 к шатуну 4 во вращательном движении шатуна, $u_{1-4} = \frac{\omega_1}{\omega_4}$;

w_{1-4} – передаточное число от звена 1 к шатуну 4 в поступательном движении шатуна;

w_{1-5} – передаточное число от звена 1 к ползуну 5 в поступательном движении ползуна.

Для приведения I_{S4} , m_4 и m_5 к звену 1 необходимо определить передаточные числа u_{1-4} , w_{1-4} , w_{1-5} . Эти величины являются переменными и требуют построения планов скоростей кривошипно-коромыслового механизма *OAB*.

$$u_{1-4} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{\omega_3 \cdot u_{1-3}}{\omega_4} = \frac{V_A \cdot AB \cdot u_{1-3}}{OA \cdot V_{AB}} = \frac{u_{1-3} \cdot AB \cdot pa}{OA \cdot pb} = \frac{2,5 \cdot 0,06}{0,02} \cdot \frac{pa}{pb} = 7,5 \frac{pa}{pb}, \quad (7.5)$$

где ω_1 , ω_3 , ω_4 – угловые скорости звеньев 1, 3, 4;

V_A , V_B – скорости точек *A* и *B* кривошипно-коромыслового механизма *pa*, *pb* – отрезки на плане скоростей механизма;

$$w_{1-4} = \frac{\omega_1}{V_{S4}} = \frac{\omega_3 \cdot u_{1-3}}{V_{S4}} = \frac{V_A \cdot u_{1-3}}{OA \cdot V_{S4}} = \frac{u_{2-3} \cdot pa}{OA \cdot pS} = \frac{2,5}{0,02} \cdot \frac{pa}{pS} = 125 \frac{pa}{pS} \frac{\delta \ddot{a}}{i}, \quad (7.6)$$

где V_{S4} – скорость центра масс шатуна *AB*;

pS – отрезок на плане скоростей механизма.

$$w_{1-5} = \frac{\omega_3 \cdot u_{1-3}}{V_5} = \frac{V_A \cdot u_{1-3}}{OA \cdot V_B} = \frac{u_{1-3} \cdot pa}{OA \cdot pb} = 125 \frac{pa}{pb} \frac{\delta \dot{a} \ddot{a}}{\dot{i}}. \quad (7.7)$$

На рисунке А.38 построены планы скоростей кривошипно-ползунного механизма, из которых определяются отрезки, используемые в формулах (7.5) – (7.7), для 6 положений, соответствующих углам φ_3 , заданным через 60° .

Таблица 7.1

| φ_3, \circ | $pa, \text{ мм}$ | $pb, \text{ мм}$ | $pS, \text{ мм}$ | $ab, \text{ мм}$ | $w_{1-5}, \text{ рад/м}$ | $I_{i\delta 5}, 10^{-5} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ | u_{1-4} | $I'_{i\delta 4}, 10^{-5} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ | $w_{1-4}, \text{ рад/м}$ | $I''_{i\delta 4}, 10^{-5} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ | $I_{i\delta 4}, 10^{-5} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ |
|--------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|--------------------------|--|-----------|---|--------------------------|--|--|
| 0 | 40 | 0 | 27 | 40 | ∞ | 0 | 7,5 | 0,013 | 185,2 | 0,03 | 0,043 |
| 60 | 40 | 29 | 36 | 21 | 172,4 | 0,33 | 14,3 | 0,004 | 138,8 | 0,52 | 0,524 |
| 120 | 40 | 40 | 39 | 21 | 125 | 0,64 | 14,3 | 0,003 | 128,2 | 0,6 | 0,603 |
| 180 | 40 | 0 | 27 | 40 | ∞ | 0 | 7,5 | 0,013 | 185,2 | 0,03 | 0,043 |
| 240 | 40 | 40 | 39 | 20 | 125 | 0,64 | 15 | 0,003 | 128,2 | 0,6 | 0,603 |
| 300 | 40 | 29 | 35 | 21 | 172,4 | 0,33 | 14,3 | 0,004 | 143,8 | 0,48 | 0,484 |

В таблицу 7.1 внесены значения углов φ_3 и соответствующие им длины отрезков pa, pb, pS, ab с планов скоростей, передаточные числа $w_{1-4}, w_{1-5}, u_{1-4}$, значения моментов инерции

$$I_{i\delta 5} = \frac{m_5}{w_{1-5}^2}, \quad I'_{i\delta 4} = \frac{I_{S4}}{u_{1-4}^2}, \quad I''_{i\delta 4} = \frac{m_4}{w_{1-4}^2}, \quad I_{i\delta 4} = I'_{i\delta 4} + I''_{i\delta 4}.$$

Как видно из таблицы 7.1, значения $I_{i\delta 4}$ и $I_{i\delta 5}$ являются переменными, зависящими от φ_3 . Учитывая незначительность этих значений по сравнению с I_1 и I_2 принимаем $I_{i\delta 4}$ и $I_{i\delta 5}$ приближенно-постоянными и равными средним значениям

$$I_{i\delta 4} = \frac{(0,603 + 0,003) \cdot 10^{-5}}{2} = 0,302 \cdot 10^{-5} \hat{e} \hat{a} \cdot \dot{i}^2.$$

$$I_{i\delta 5} = \frac{(0,64 + 0) \cdot 10^{-5}}{2} = 0,32 \cdot 10^{-5} \hat{e} \hat{a} \cdot \dot{i}^2.$$

Подставляя известные значения $I_1, I_2, I_5, I_{i\delta 4}, I_{i\delta 5}, u_{1-3}$ в (7.4), получим

$$I_{i\delta} = (8,5 + 0,9 + 1,1 + 0,302 + 0,32) \cdot 10^{-5} = 10,23 \cdot 10^{-5} \hat{e} \hat{a} \cdot \dot{i}^2.$$

7.3 Поверочный расчет маховых масс электропривода

Схема электропривода приведена на рисунке А.34.

Дано: приведенный к звену 1 электропривода момент инерции звеньев электропривода

$$I_{i\delta} = 10,23 \cdot 10^{-5} \hat{e}\tilde{\alpha} \cdot i^2.$$

График зависимости приведенного момента $M_{c\dot{\delta}}$ силы полезного сопротивления P_c в функции угла поворота звена приведения приведен на рисунке А.37.

Параметры электродвигателя типа 4А56В4У3: $N_i = 0,18$ кВт, $n_i = 1365$ об/мин.

Требуется выполнить поверочный расчет маховых масс электропривода из условия, что при установившемся режиме работы электропривода угловая скорость звена 1 находится в пределах $\omega_{\min} \leq \omega \leq \omega_{\max}$.

Решение

1. Определим номинальную угловую скорость звена приведения 1

$$\omega_i = \frac{\pi n_i}{30} = \frac{\pi 1365}{30} = 142,96 \frac{\delta \ddot{\alpha}}{c}.$$

2. Выберем в качестве максимального значения ω_{\max} угловую скорость холостого хода

$$\omega_{\max} = \omega_0 = \frac{\pi n_0}{30} = \frac{\pi 1500}{30} = 157,1 \frac{\delta \ddot{\alpha}}{c}.$$

3. Выберем в качестве ω_{\min} значение

$$\omega_{\min} = 2\omega_i - \omega_0 = 2 \cdot 142,96 - 157,1 = 128,82 \frac{\delta \ddot{\alpha}}{c}.$$

4. Определим номинальный момент электродвигателя

$$M_i = \frac{N_i}{\omega_i} = \frac{180 \hat{A}\delta \cdot c}{142,96} = 1,259 \hat{I} \cdot i.$$

5. Определим коэффициенты a и b уравнения прямой $M_{\ddot{\alpha}} = a - b\omega$, аппроксимирующей механическую характеристику электродвигателя

$$a = \frac{M_i \cdot \omega_0}{\omega_0 - \omega_i} = \frac{1,259 \cdot 157,1}{157,1 - 142,96} = 13,99 \hat{I} \cdot i,$$

$$b = \frac{a}{\omega_0} = \frac{13,99}{157,1} = 0,089 \hat{I} \cdot i \cdot \tilde{n}.$$

6. Определим максимальное и минимальное значение момента электродвигателя

$$M_{\dot{a}_{\max}} = a - b\omega_{\min} = 13,99 - 0,089 \cdot 128,82 = 2,53 \dot{I} \cdot \dot{i} ,$$

$$M_{\dot{a}_{\min}} = a - b\omega_{\max} = 13,99 - 0,089 \cdot 157,1 = 0.$$

На графике $M_{\dot{c}\dot{\delta}} = f(\varphi_1)$ (рис. А.39) проводим две горизонтальные прямые с ординатами $M_{\dot{a}_{\min}} = 0$ и $M_{\dot{a}_{\max}} = 2,53 \dot{I} \cdot \dot{i}$, точки пересечения прямых с наклонными прямыми обозначим 1 и 3. Прямая 1–3 обозначает линеаризованный график изменения $M_{\dot{a}} = f(\varphi_1)$.

7. Определим избыточную работу момента $M_{\dot{c}\dot{\delta}}$ по сравнению с работой момента $M_{\dot{a}}$ как площадь треугольника с вершинами 1–2–3

$$A_{\dot{e}\dot{c}\dot{a}} = S_{1-2-4} - S_{1-2-3},$$

где S_{1-2-4} и S_{1-2-3} – площади треугольников с вершинами 1–2–4 и 1–2–3.

$$A_{\dot{e}\dot{c}\dot{a}} = \frac{4(7,85 - 2,62) - 2,53(7,85 - 2,62)}{2} = 0,769 \dot{I} \cdot \dot{i} .$$

8. Определим требуемый приведенный момент инерции привода, при котором выполняется условие $\omega_{\min} \leq \omega \leq \omega_{\max}$

$$I_{\dot{i}\dot{\delta}}^* = \frac{2A_{\dot{e}\dot{c}\dot{a}}}{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2} = \frac{2 \cdot 0,769}{157^2 - 130,8^2} = 20,4 \cdot 10^{-5} \dot{e}\dot{a} \cdot \dot{i}^2 .$$

9. Определим момент инерции маховика, который требуется установить на звене 1 электропривода

$$I_{\max} = I_{\dot{i}\dot{\delta}}^* - I_{\dot{i}\dot{\delta}} = (20,40 - 10,23) \cdot 10^{-5} \dot{e}\dot{a} \cdot \dot{i}^2 = 10,17 \cdot 10^{-5} \dot{e}\dot{a} \cdot \dot{i}^2 .$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Сункуев, Б. С. Расчет и конструирование машин и аппаратов : учебник / Б. С. Сункуев. – Витебск : УО «ВГТУ», 2014. – 169 с.
2. Вентцель, Е. С. Теория вероятностей / Е. С. Вентцель. – Москва : Наука, 1969. – 576 с.
3. Дмитриев, В. А. Детали машин / В. А. Дмитриев. Ленинград : Судостроение, 1970. – 792 с.
4. Сункуев, Б. С. Синтез механизмов : учебное пособие / Б. С. Сункуев. – Витебск : ВГТУ, 2001. – 84 с.
5. Расчет и конструирование машин и аппаратов : методические указания и контрольные задания для студентов специальности 1-36 08 01 «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания» / сост. Б. С. Сункуев. – Витебск : УО «ВГТУ», 2007.

Приложение А

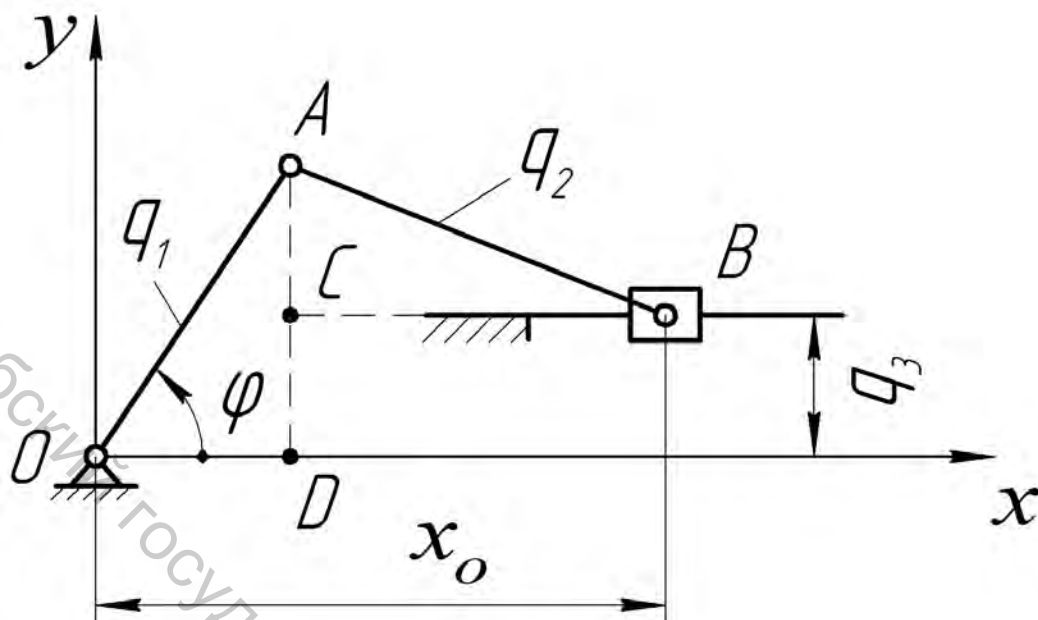


Рисунок А.1

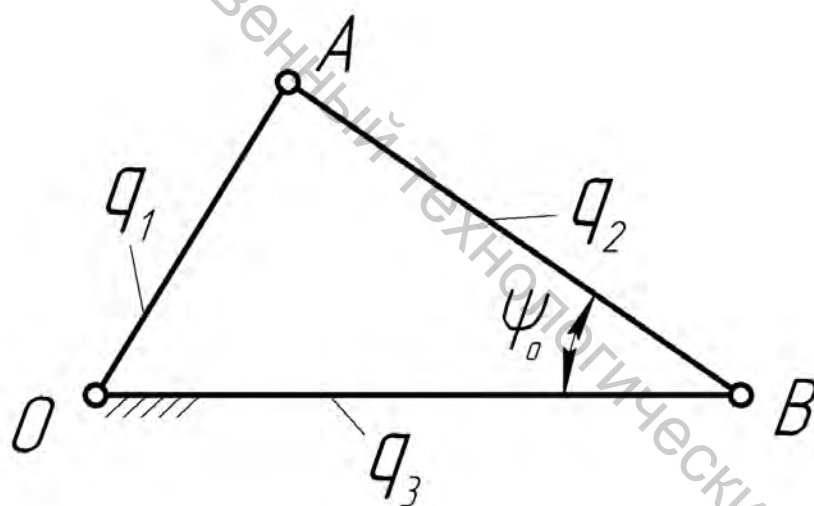


Рисунок А.2

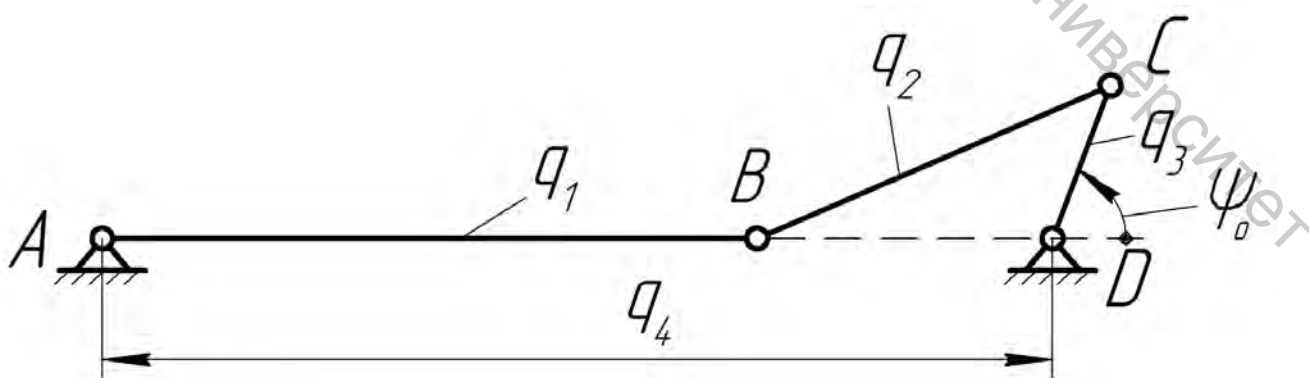


Рисунок А.3

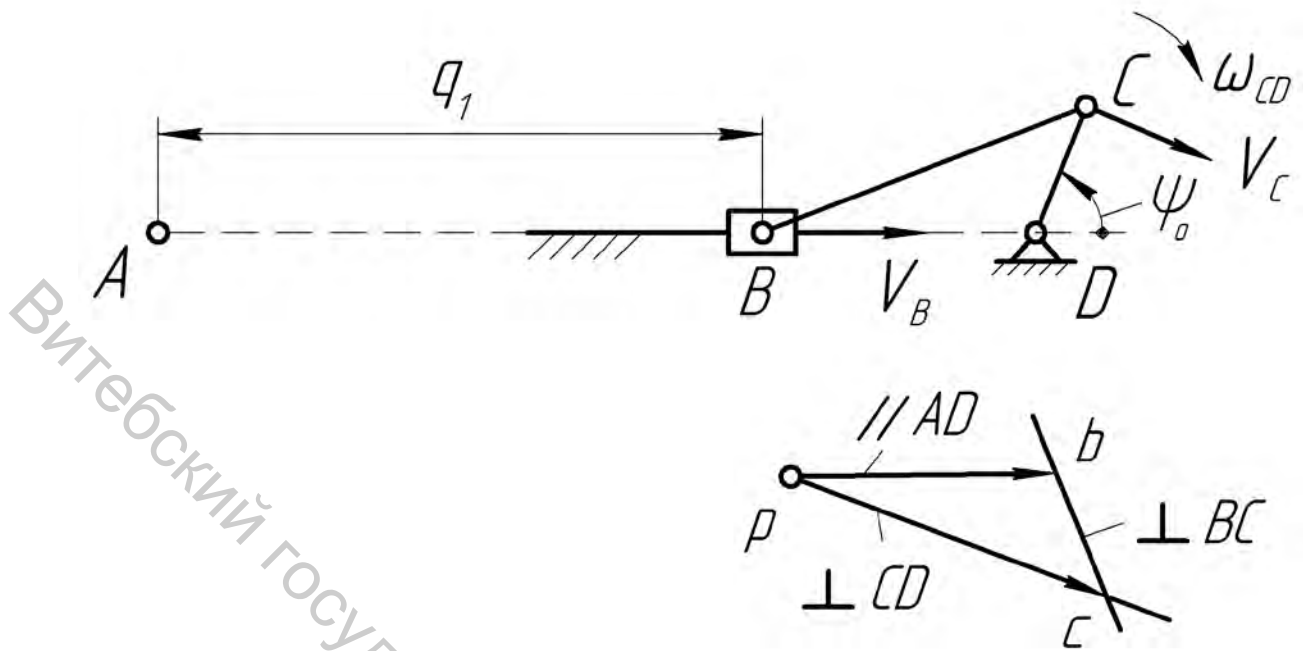


Рисунок А.4

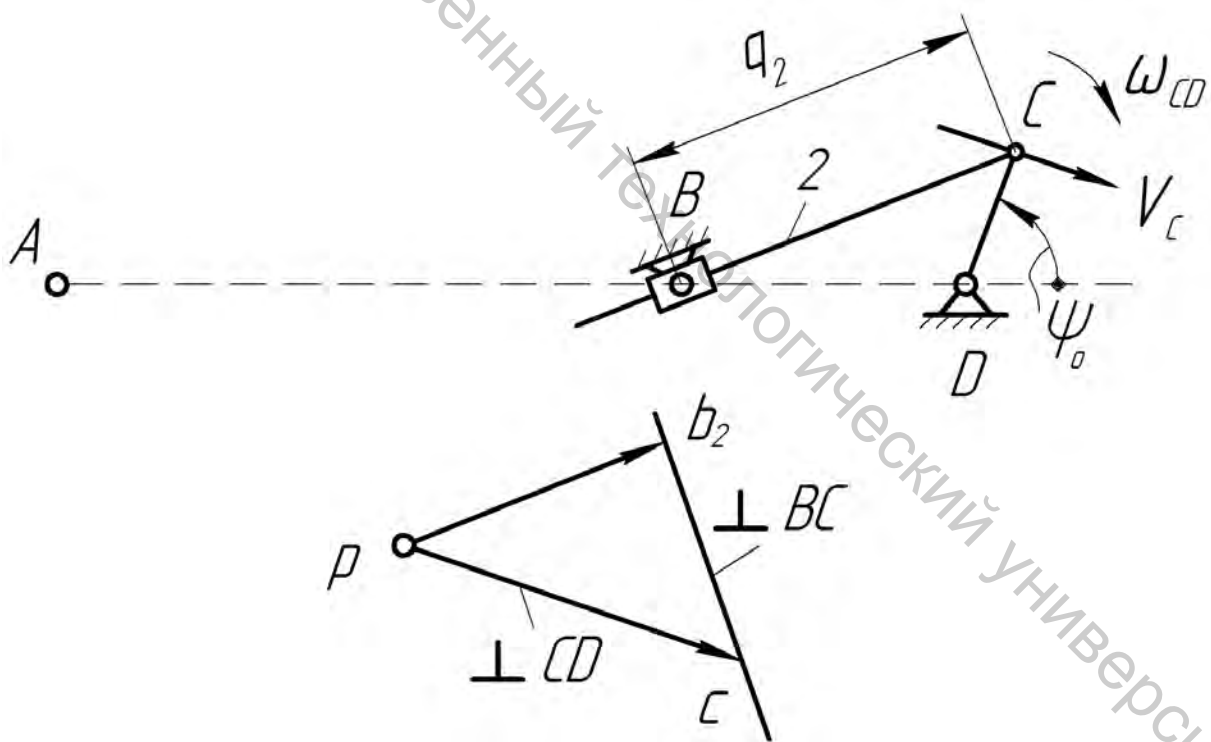


Рисунок А.5

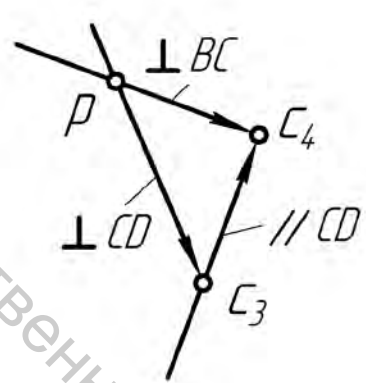
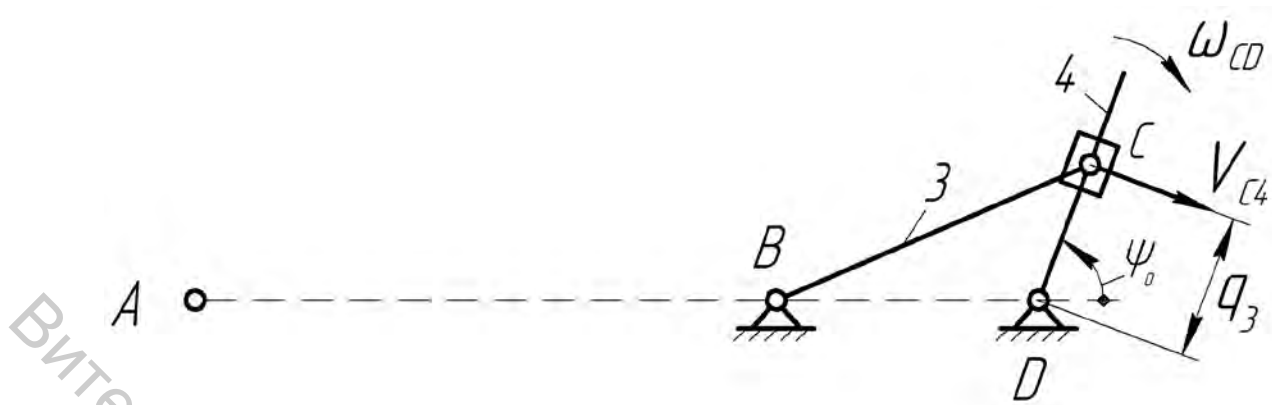


Рисунок А.6

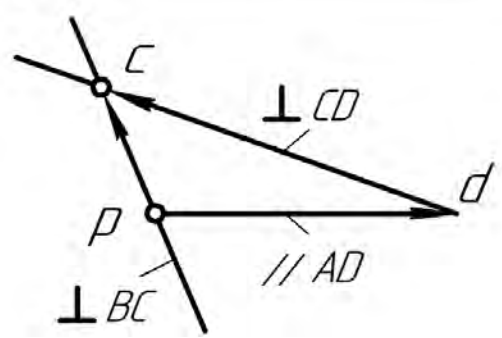
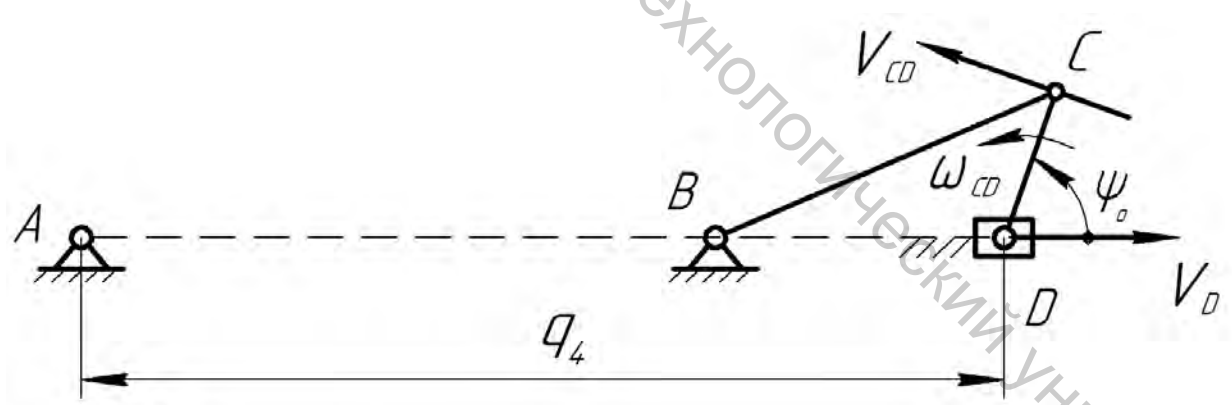


Рисунок А.7

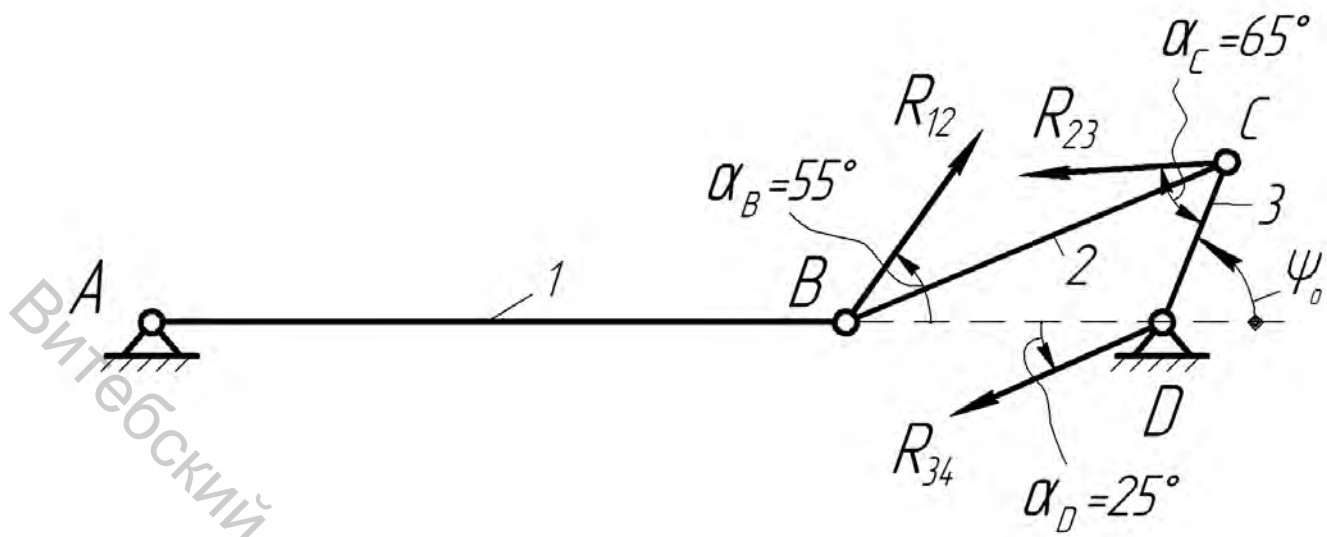


Рисунок А.8

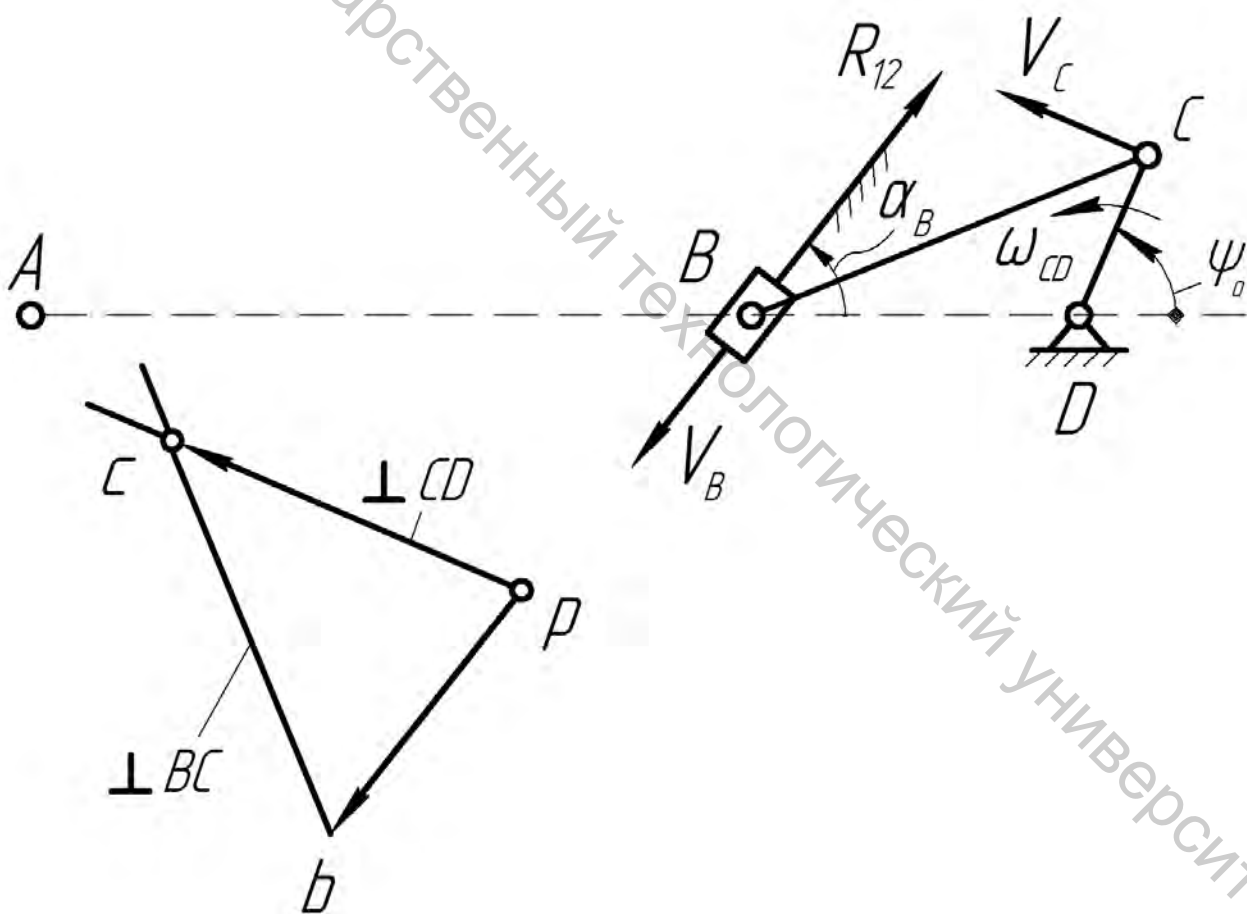


Рисунок А.9

Витебский государственный технологический университет

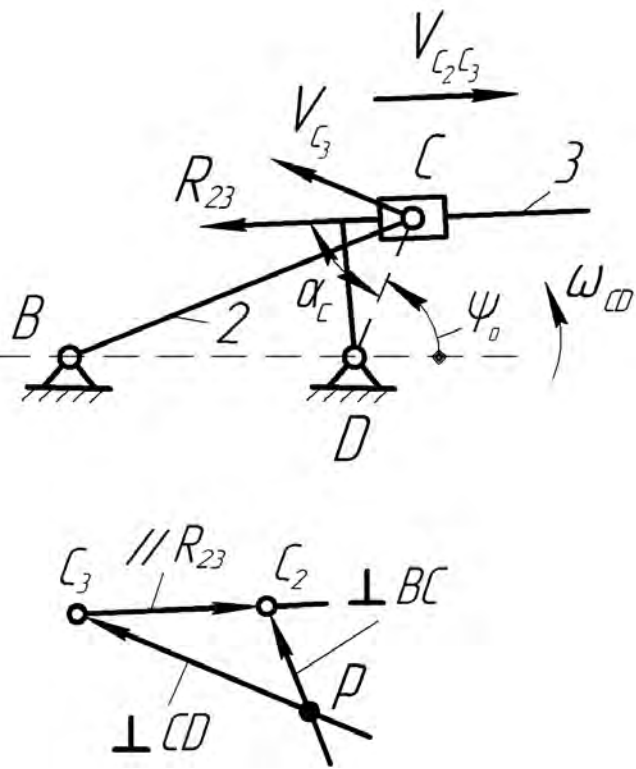


Рисунок А.10

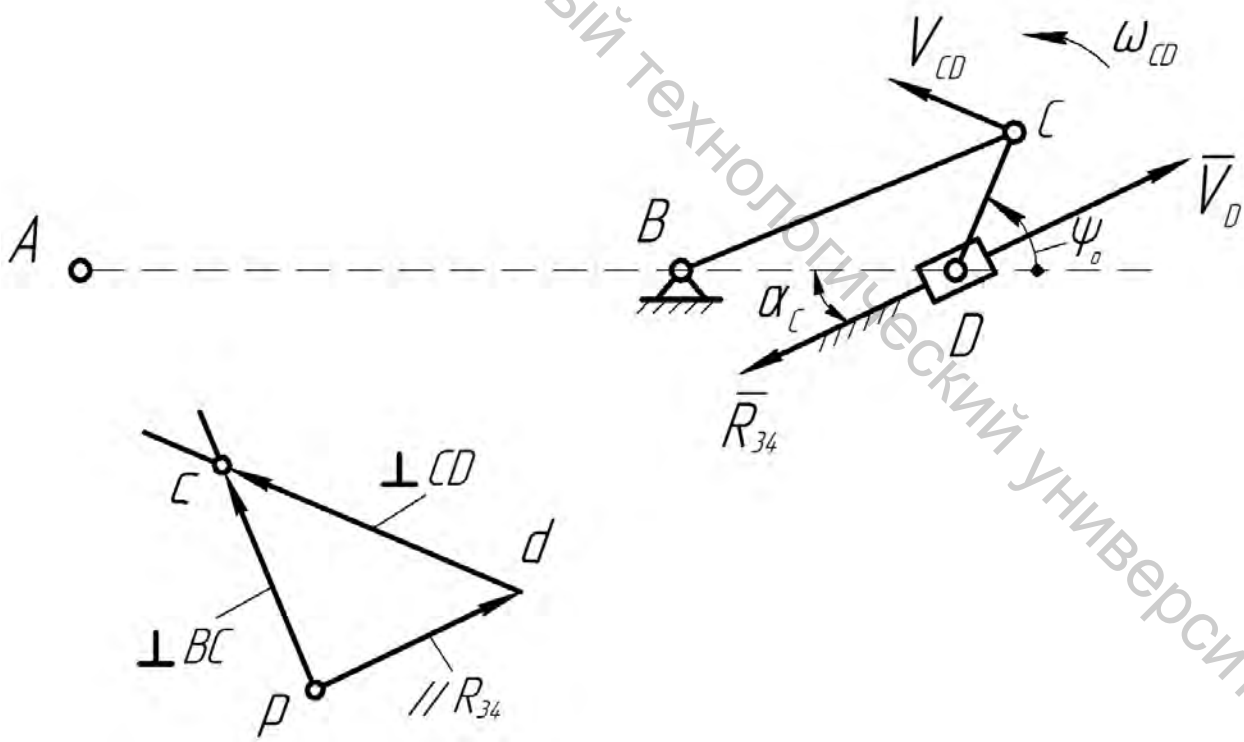


Рисунок А.11

Витебский государственный технологический университет

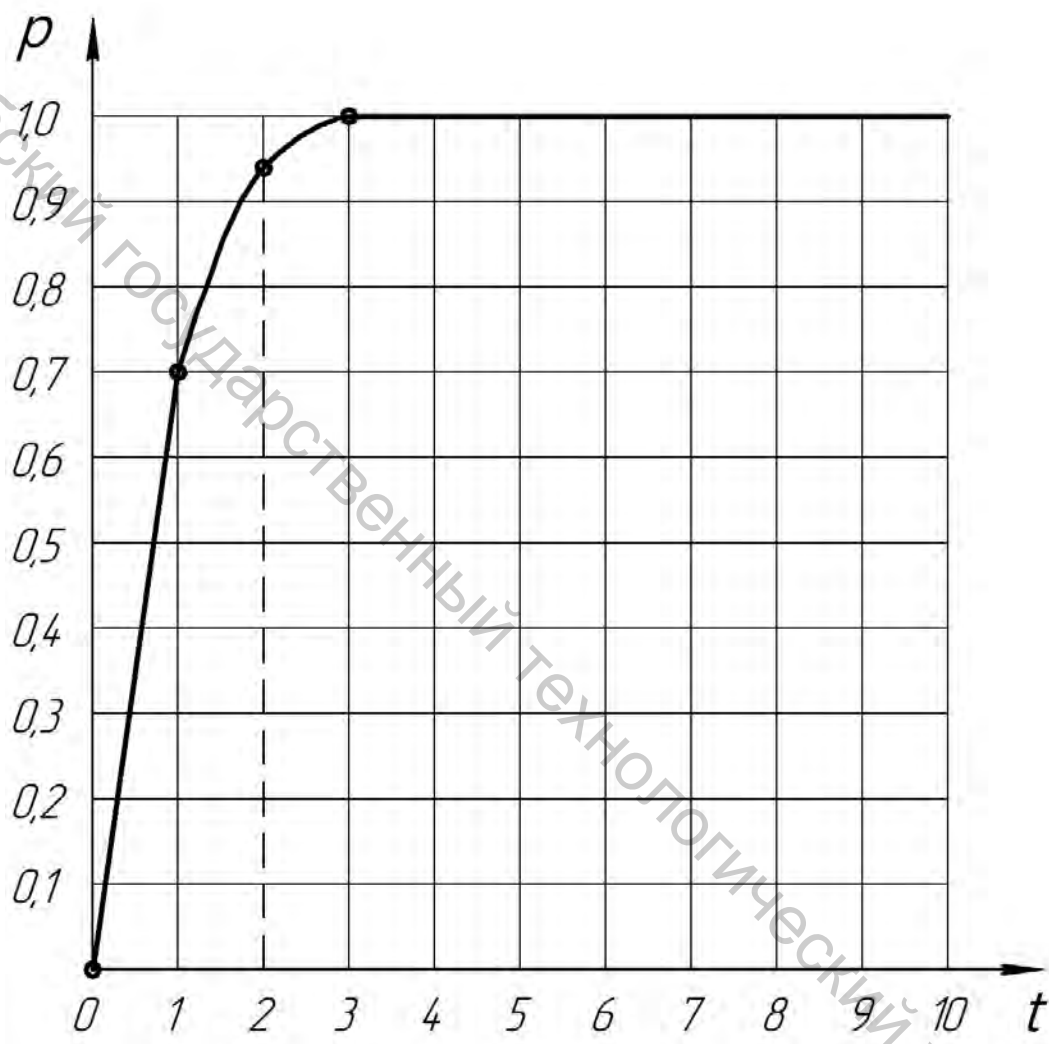


Рисунок А.12

Витебский государственный технологический университет

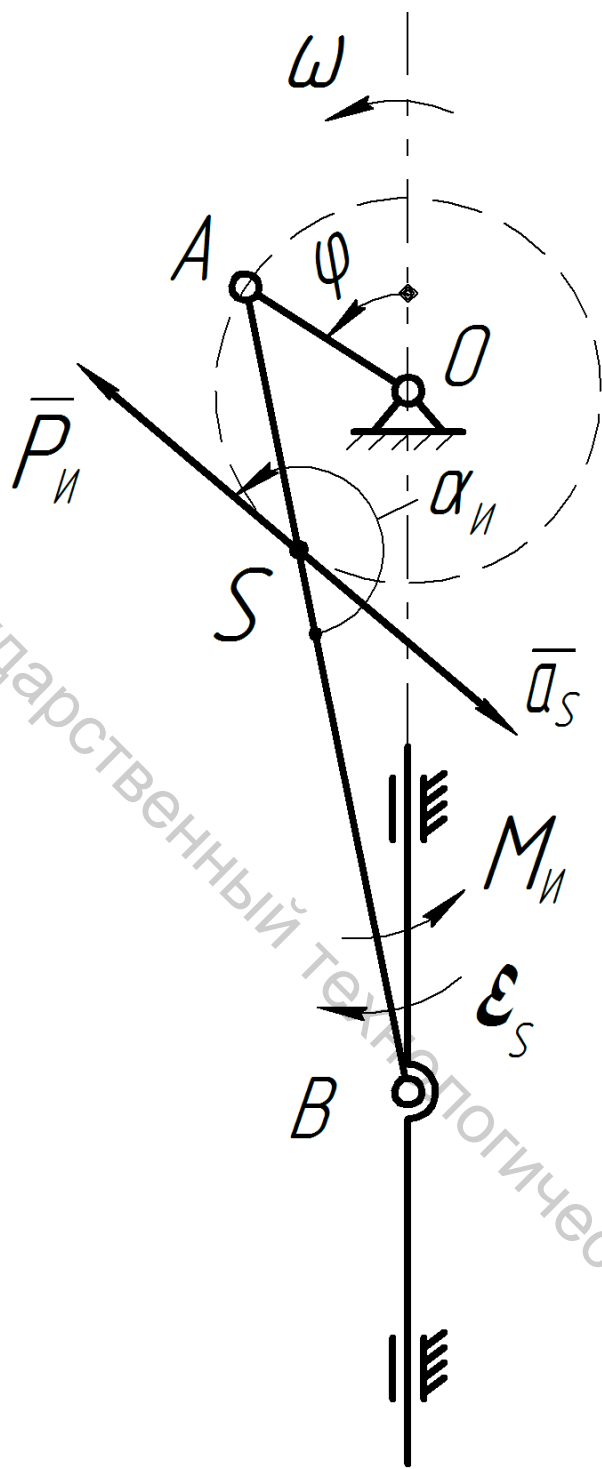


Рисунок А.13

Витебский государственный технологический университет

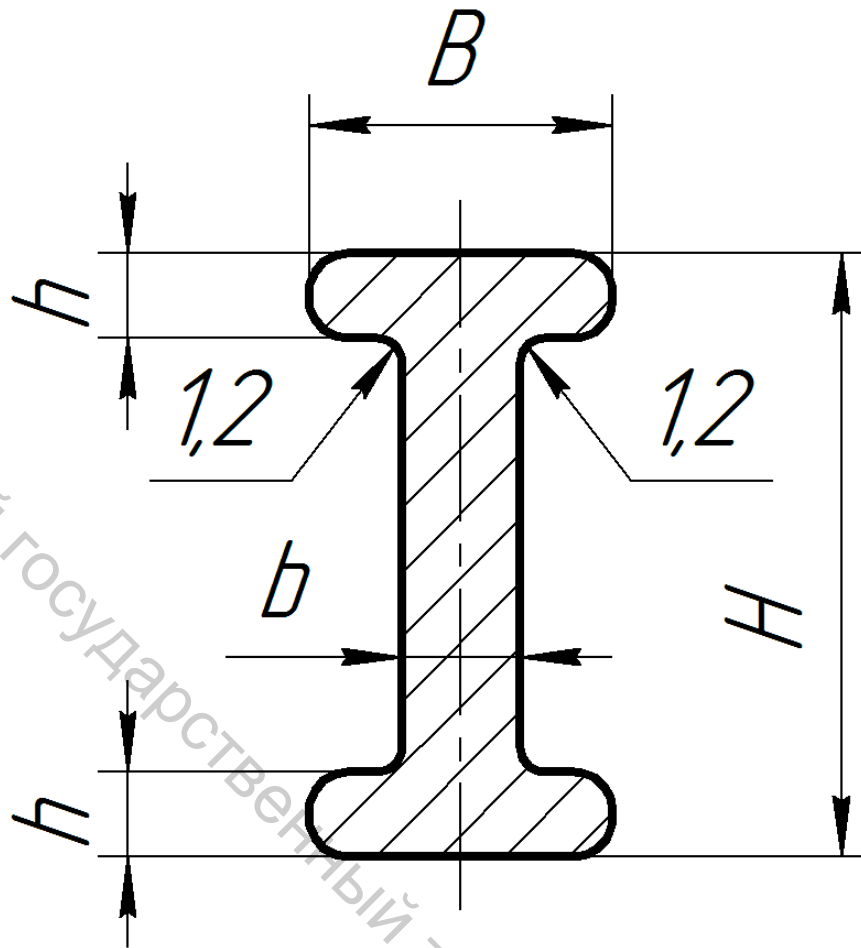


Рисунок А.14

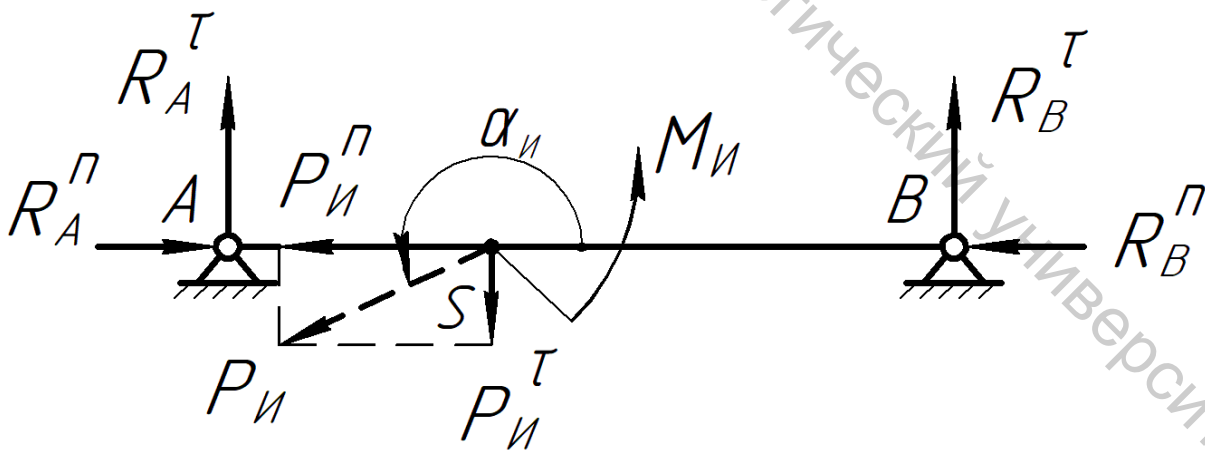


Рисунок А.15

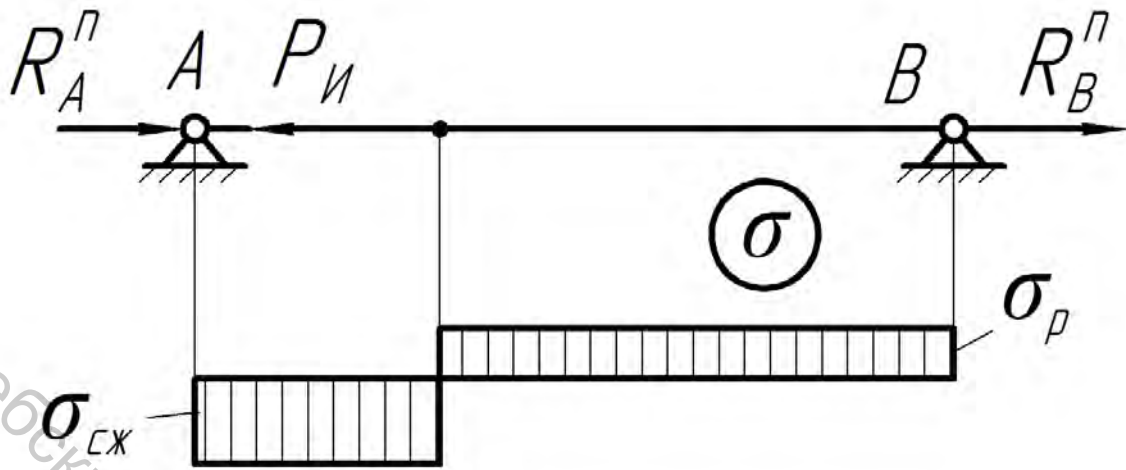


Рисунок А.16

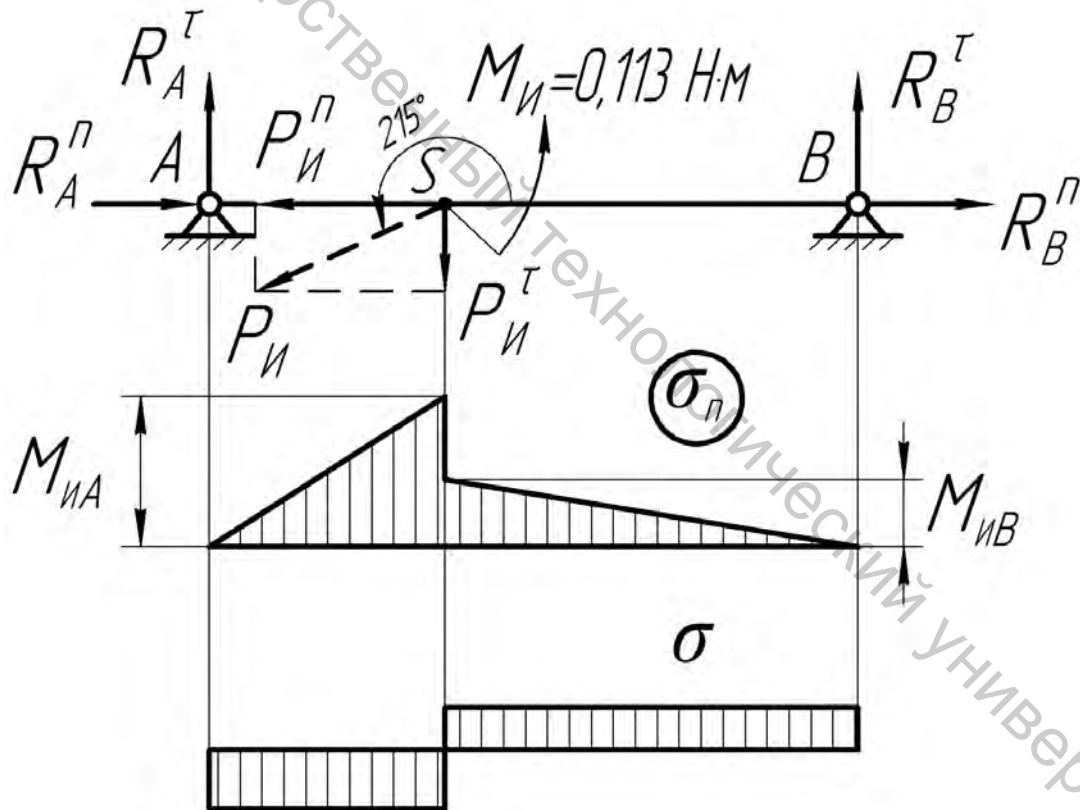


Рисунок А.17

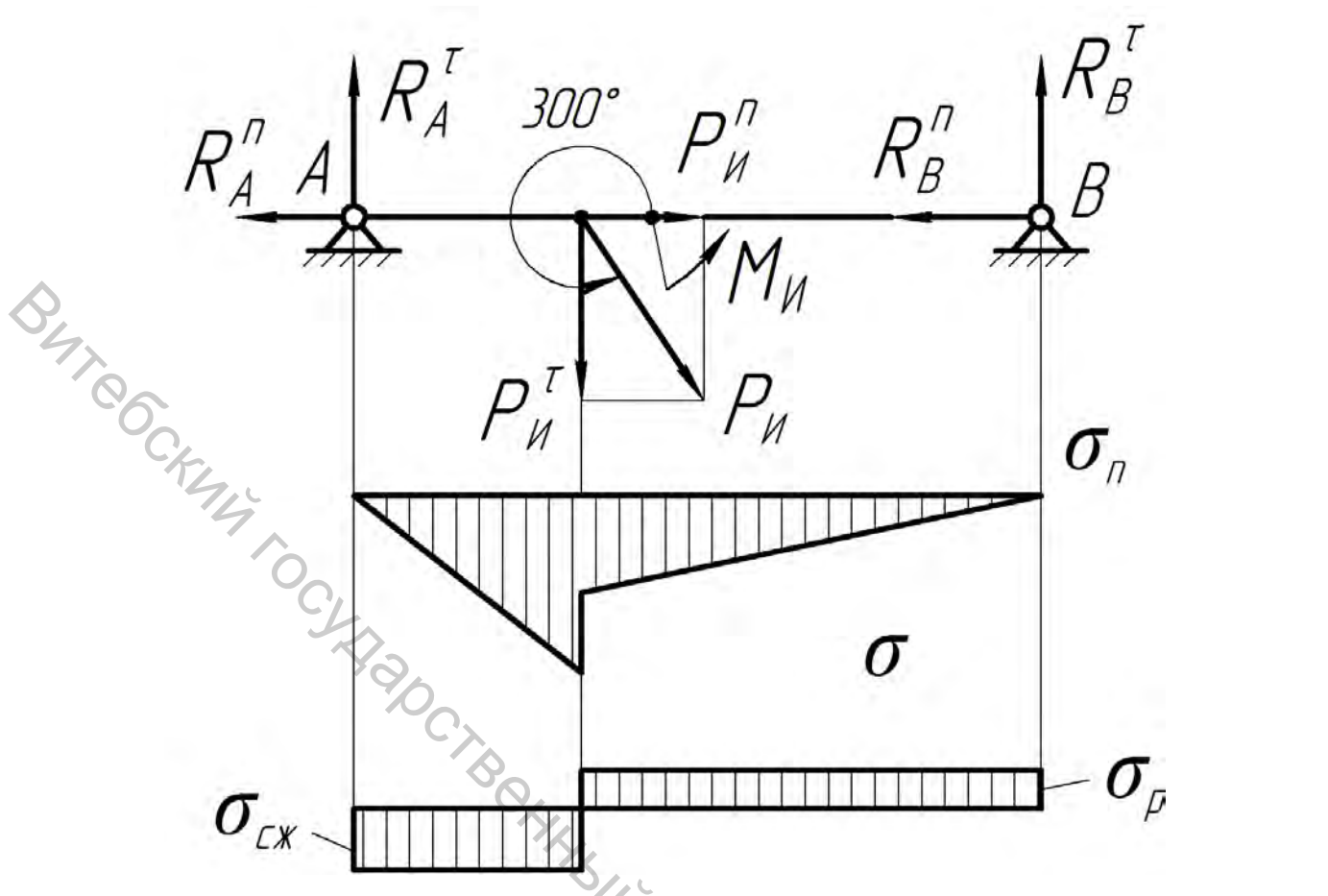


Рисунок А.18

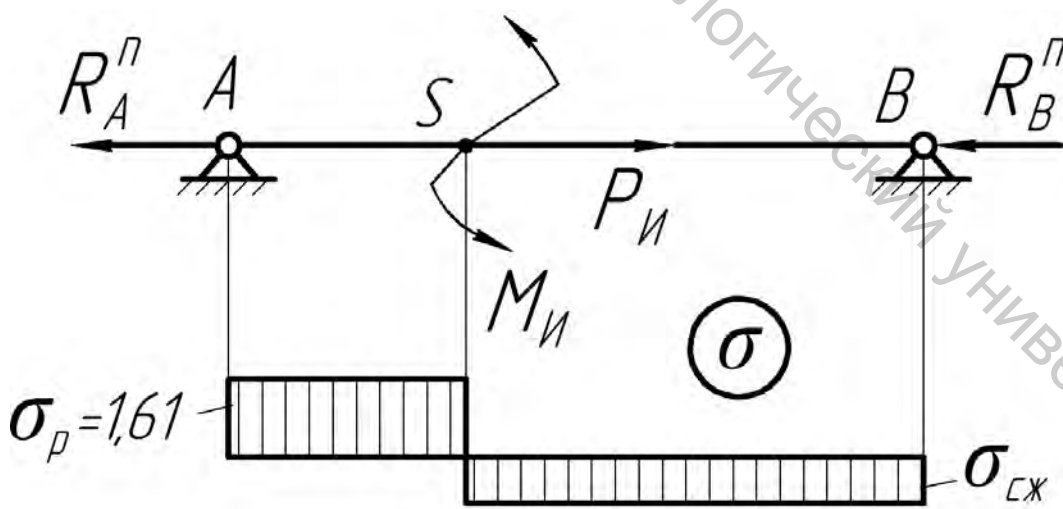


Рисунок А.19

Витебский государственный технологический университет

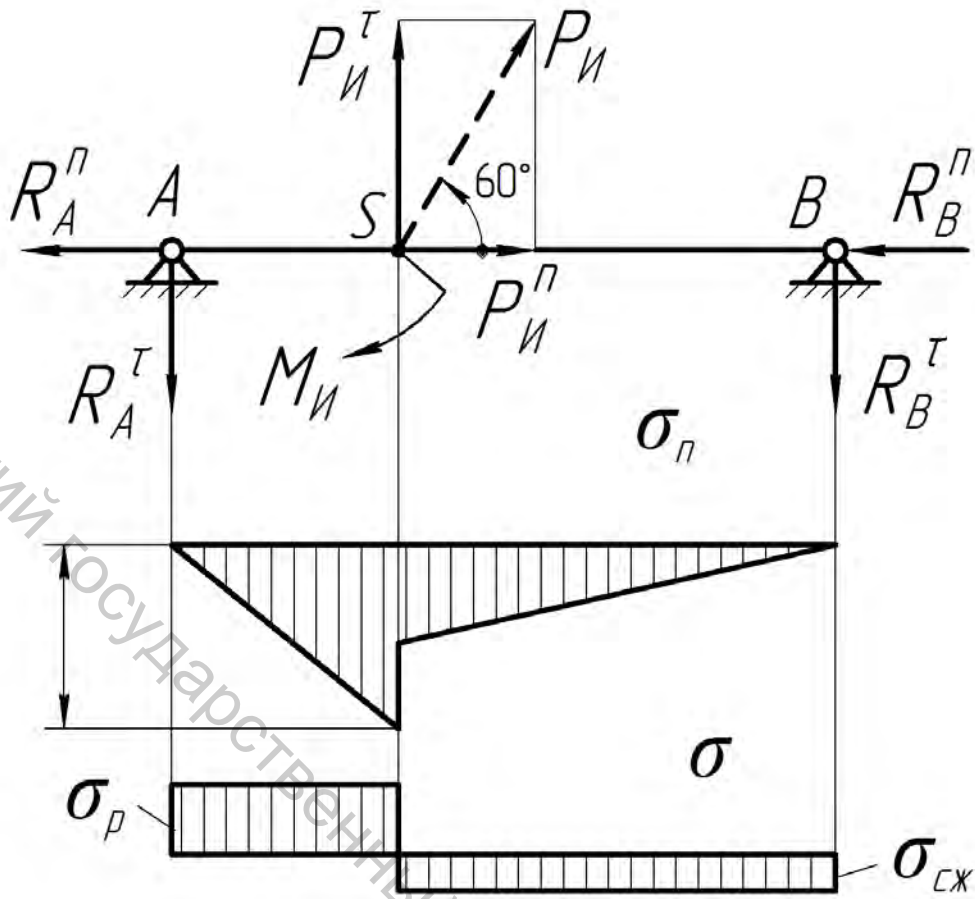


Рисунок А.20

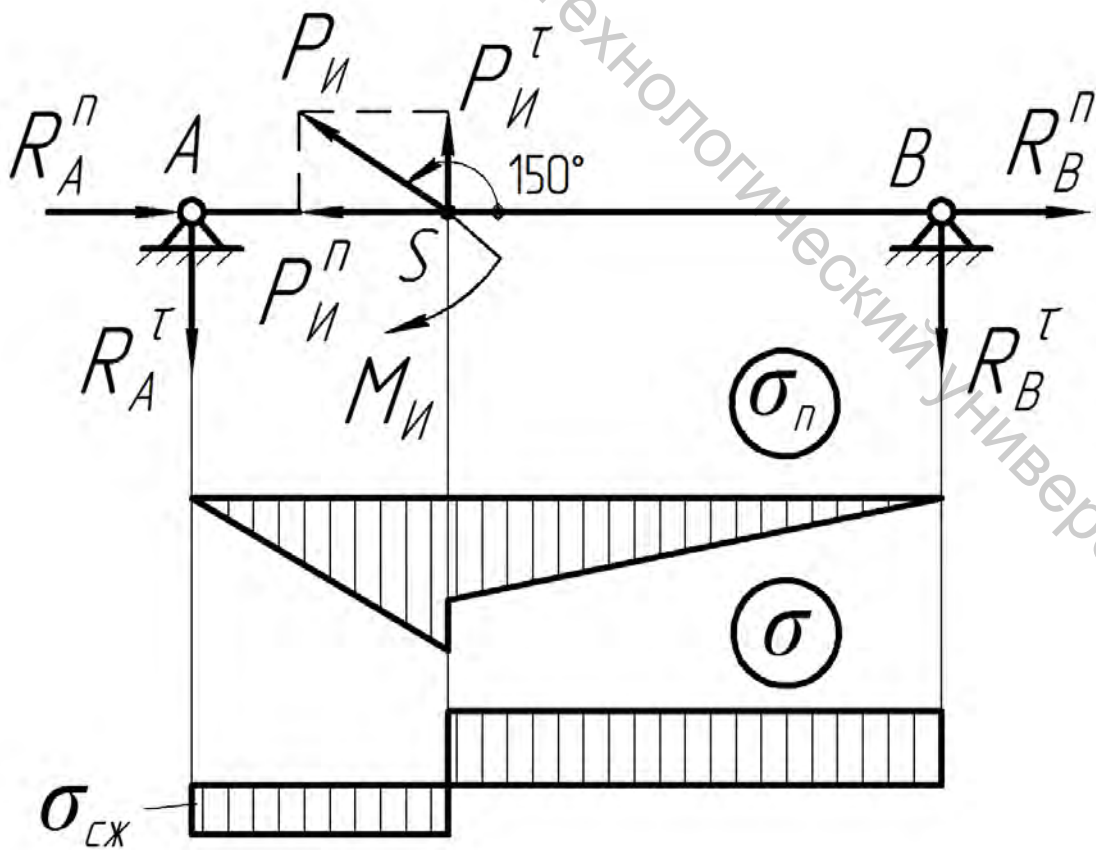


Рисунок А.21

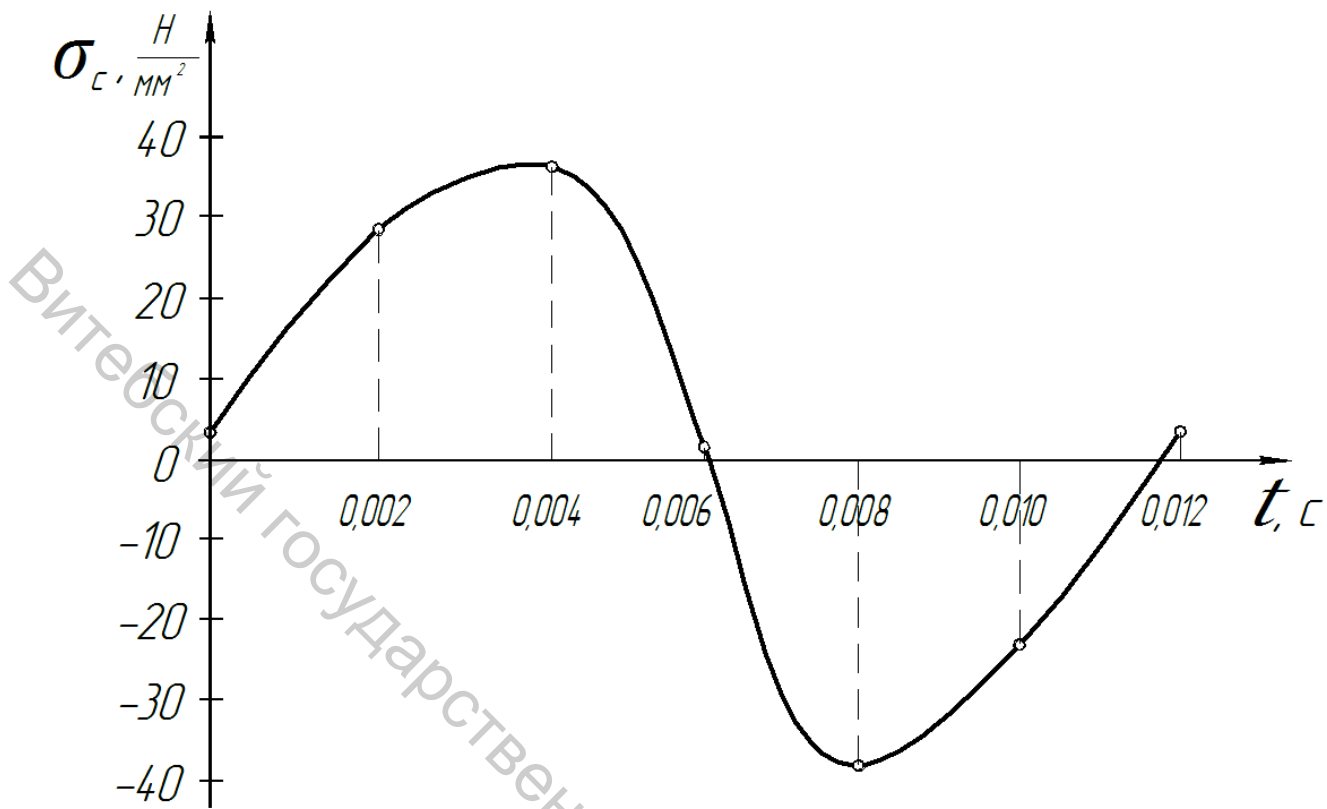


Рисунок А.22

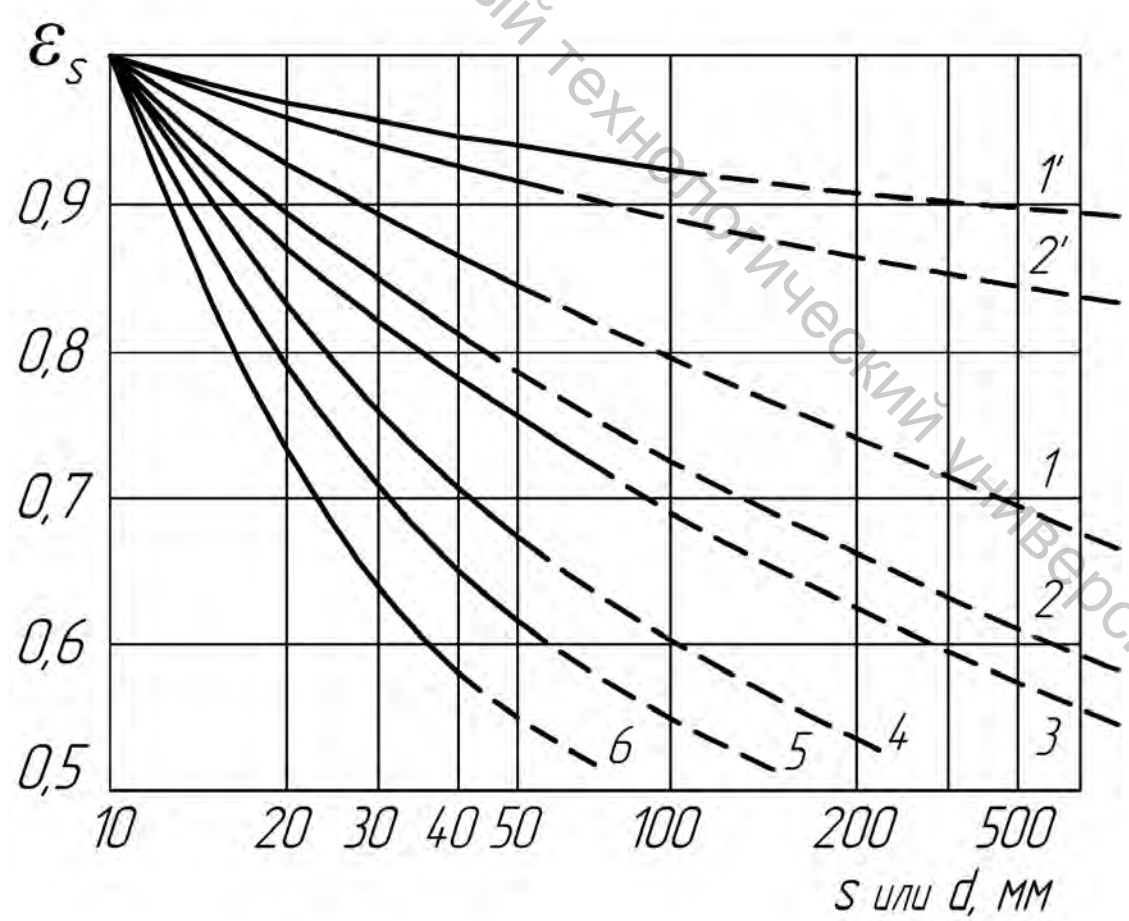


Рисунок А.23

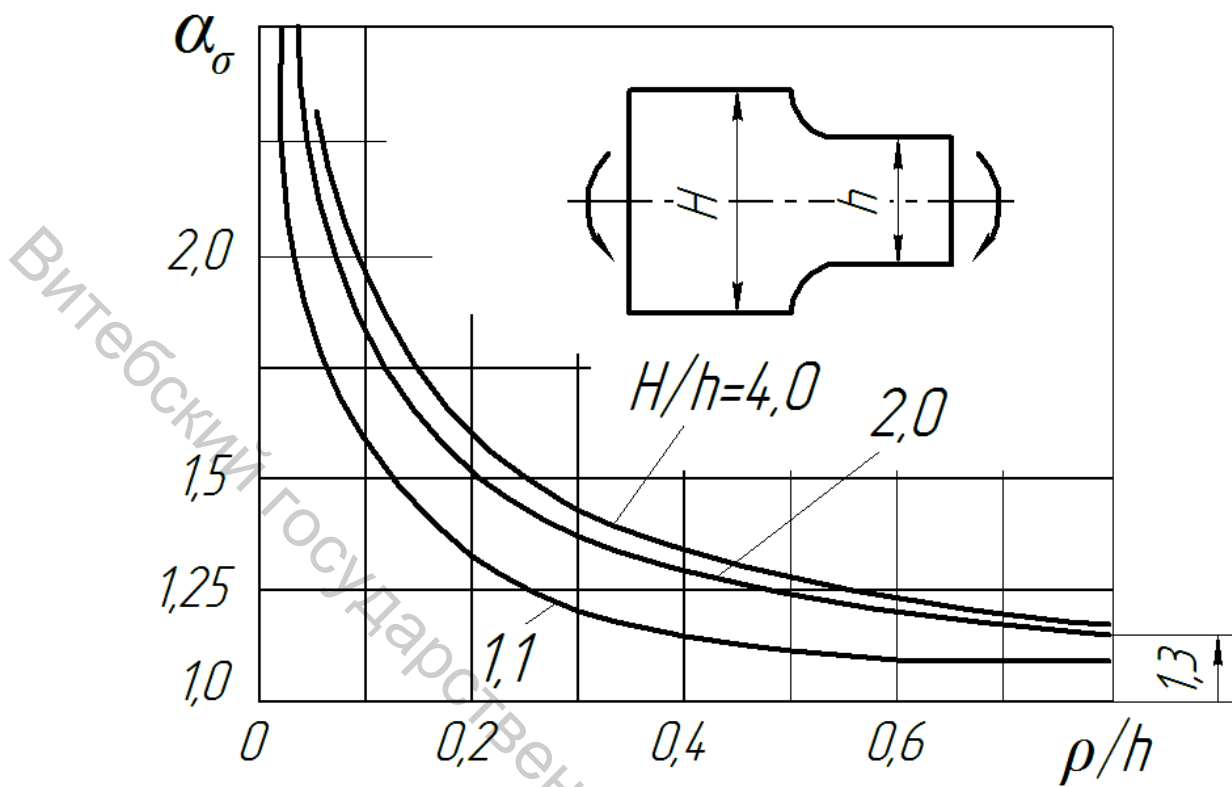


Рисунок А.24

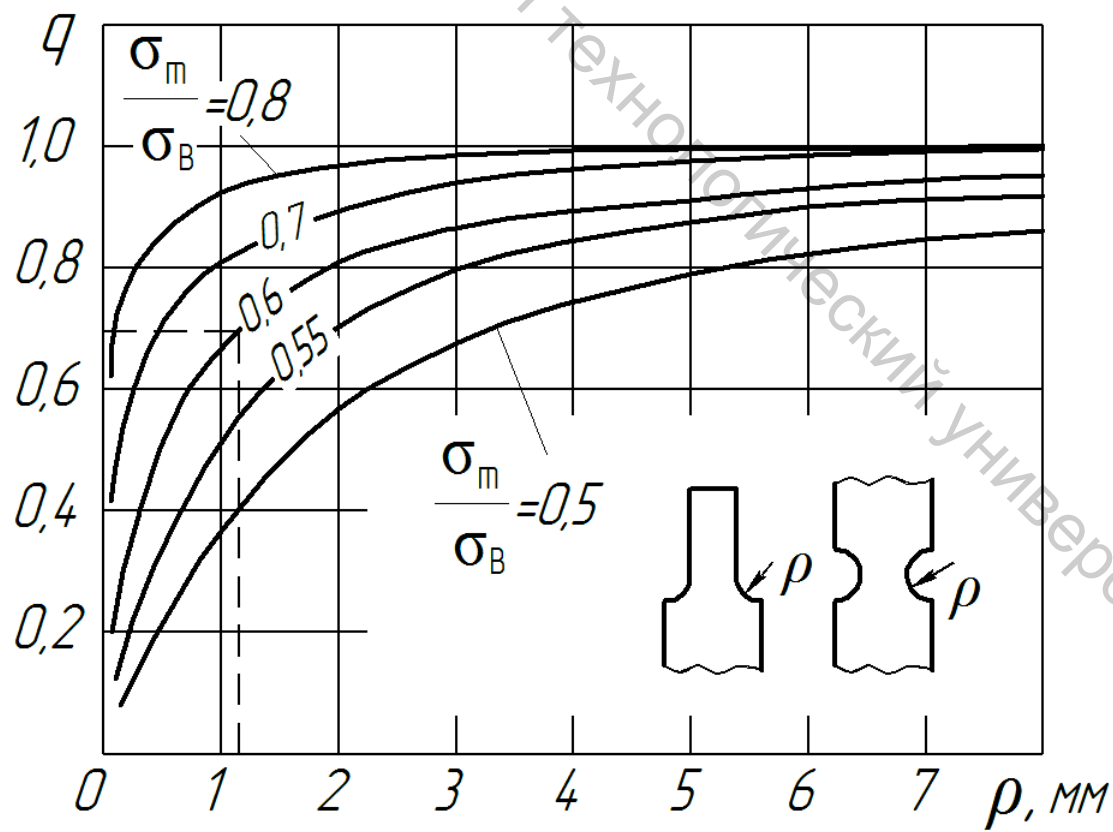


Рисунок А.25

Витебский государственный технологический университет

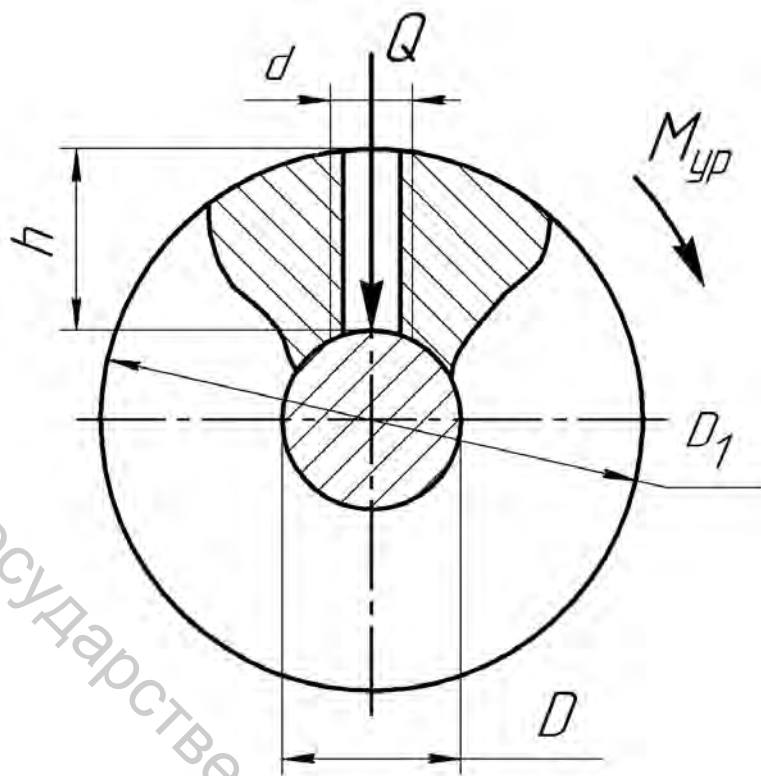


Рисунок А.26

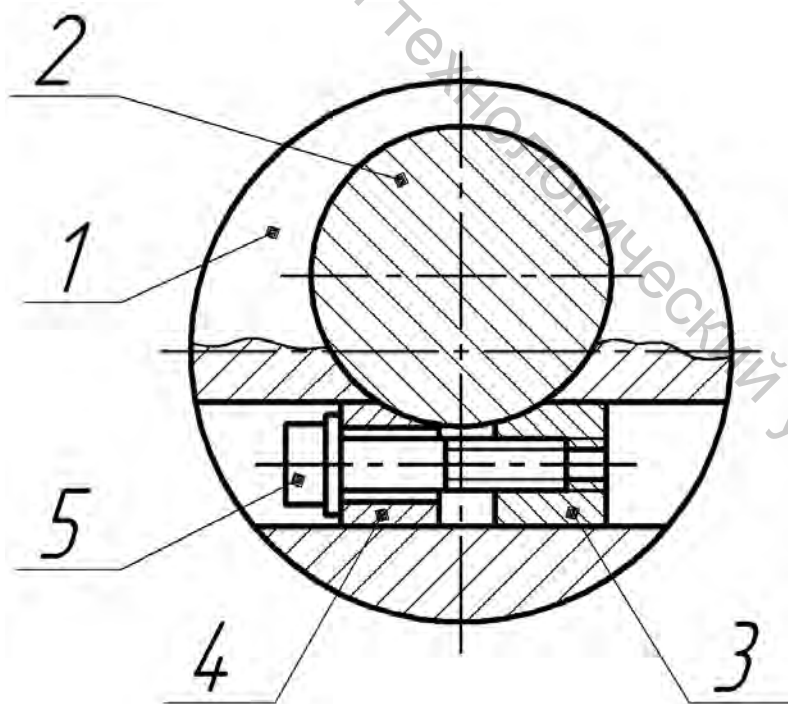


Рисунок А.27

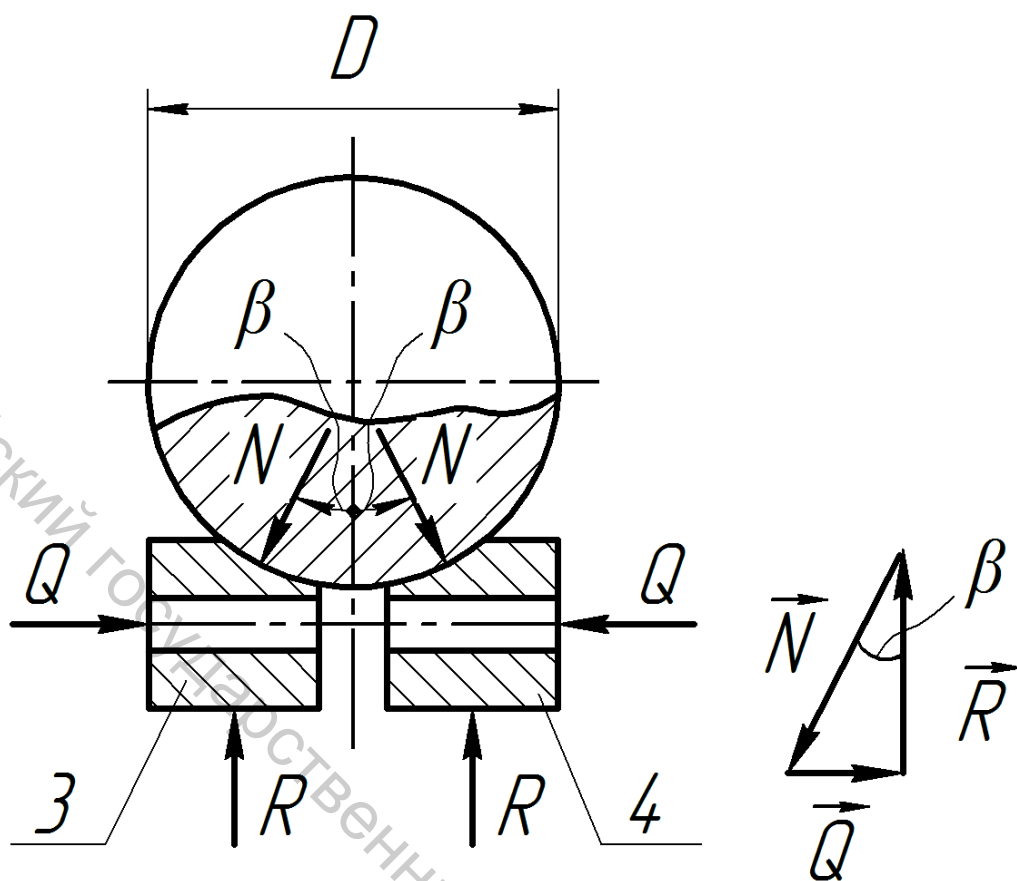


Рисунок А.28 – Схема сил, действующих на сухарики

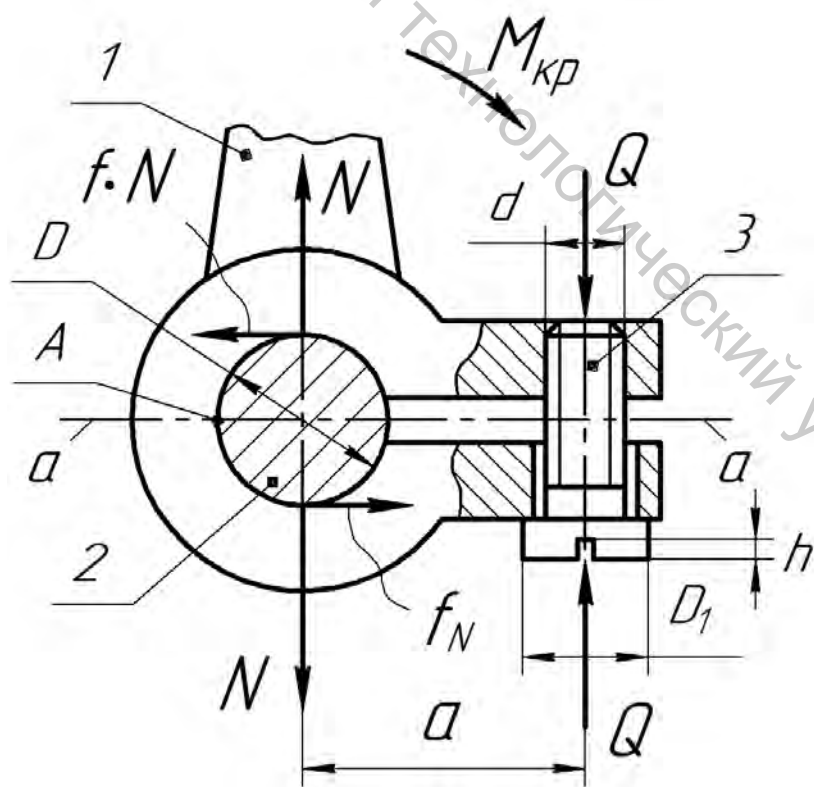


Рисунок А.29

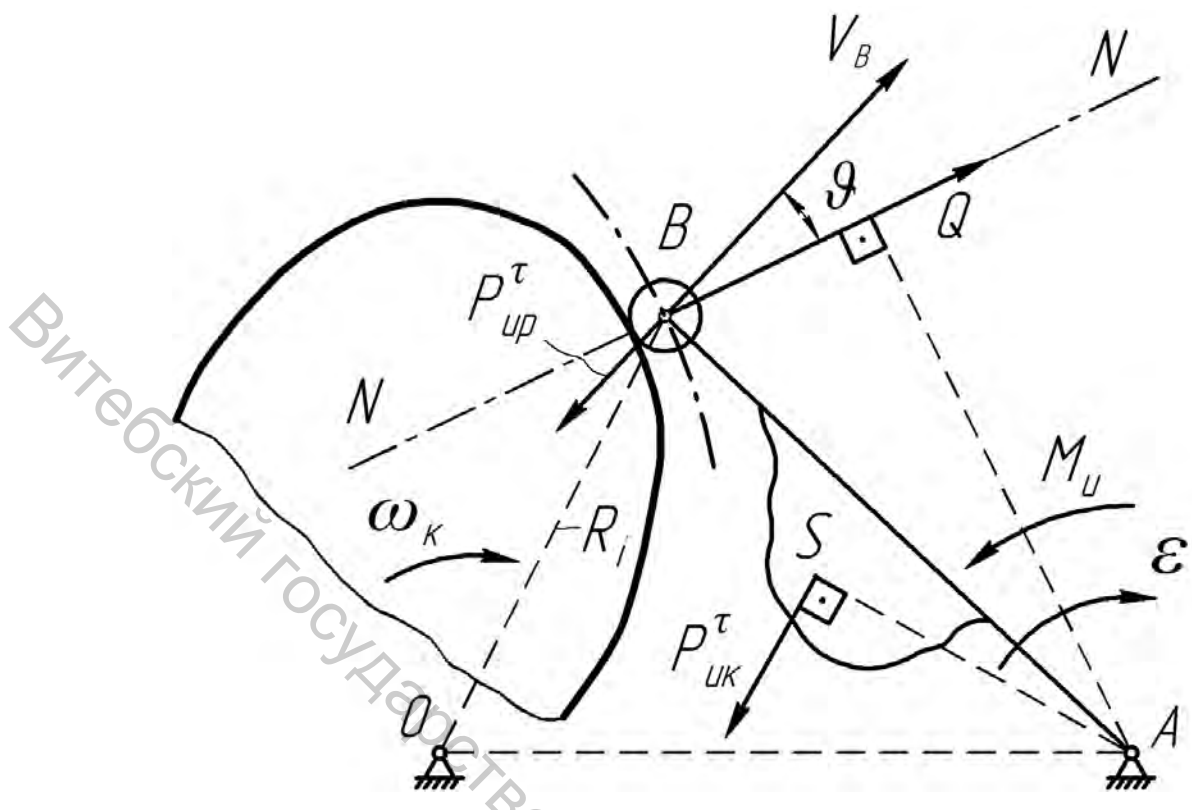


Рисунок А.30

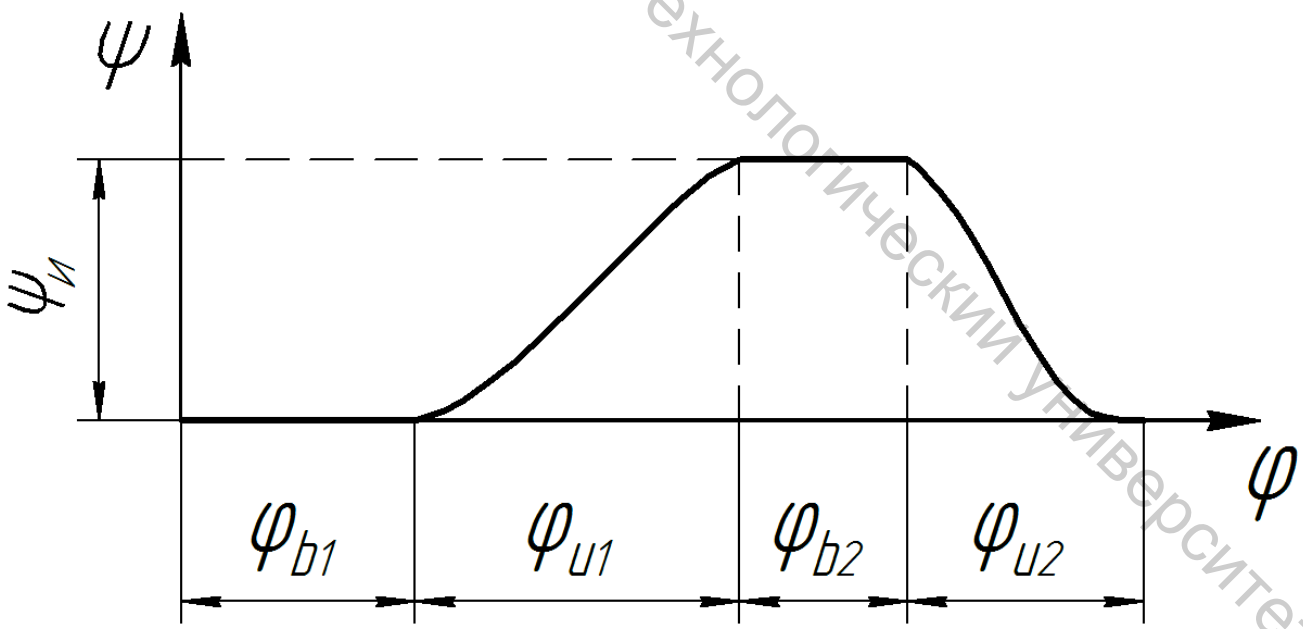


Рисунок А.31

Витебский государственный технологический университет

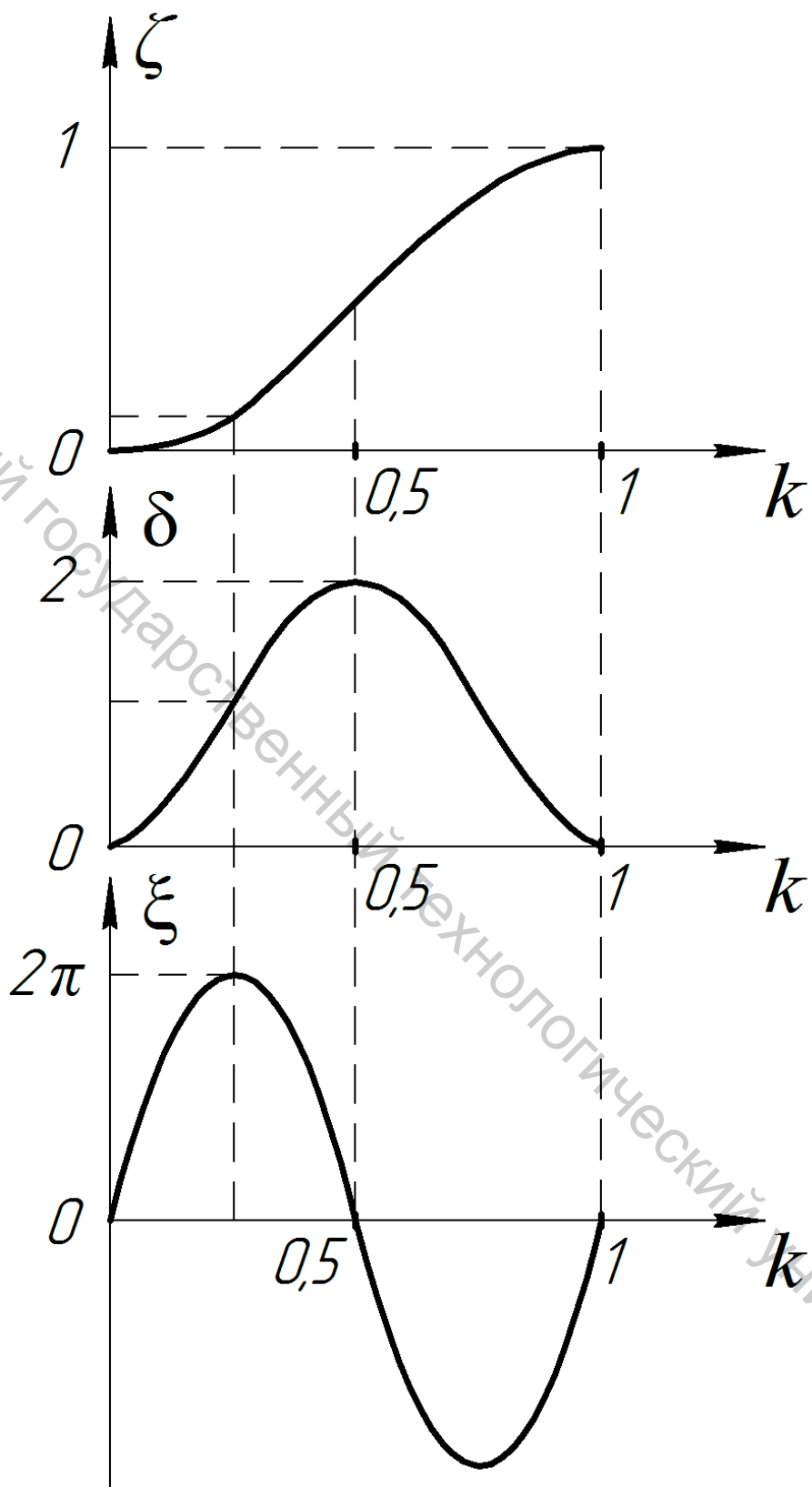


Рисунок А.32

Витебский государственный технологический университет

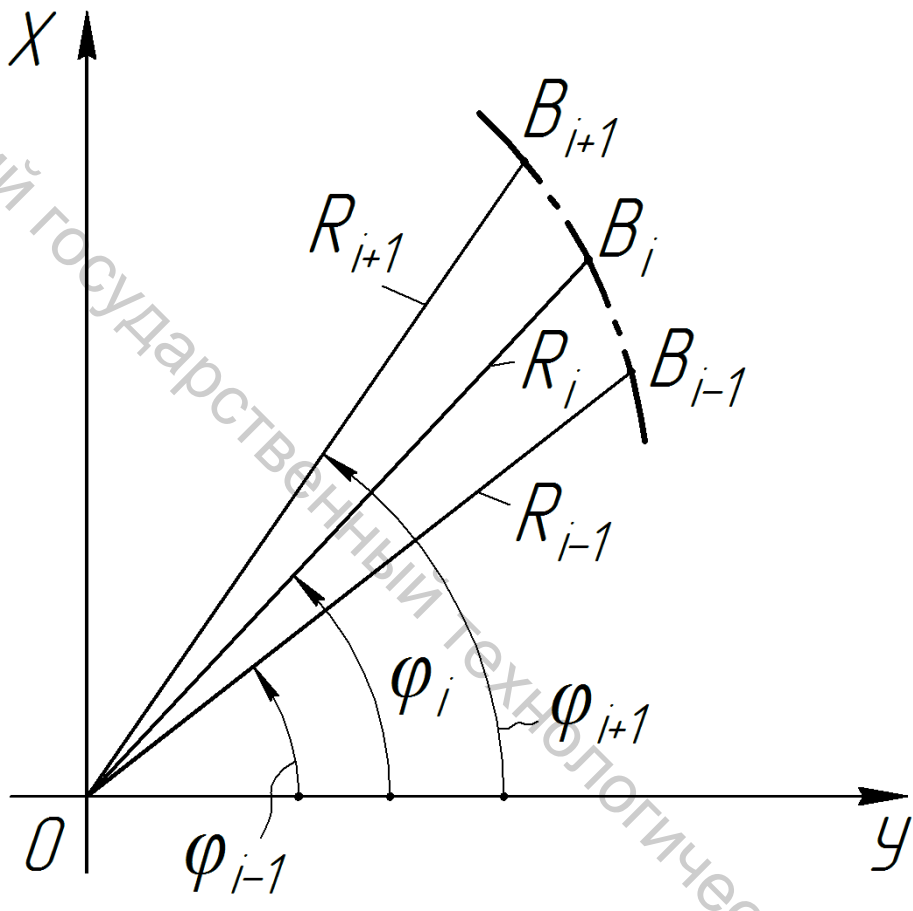


Рисунок А.33

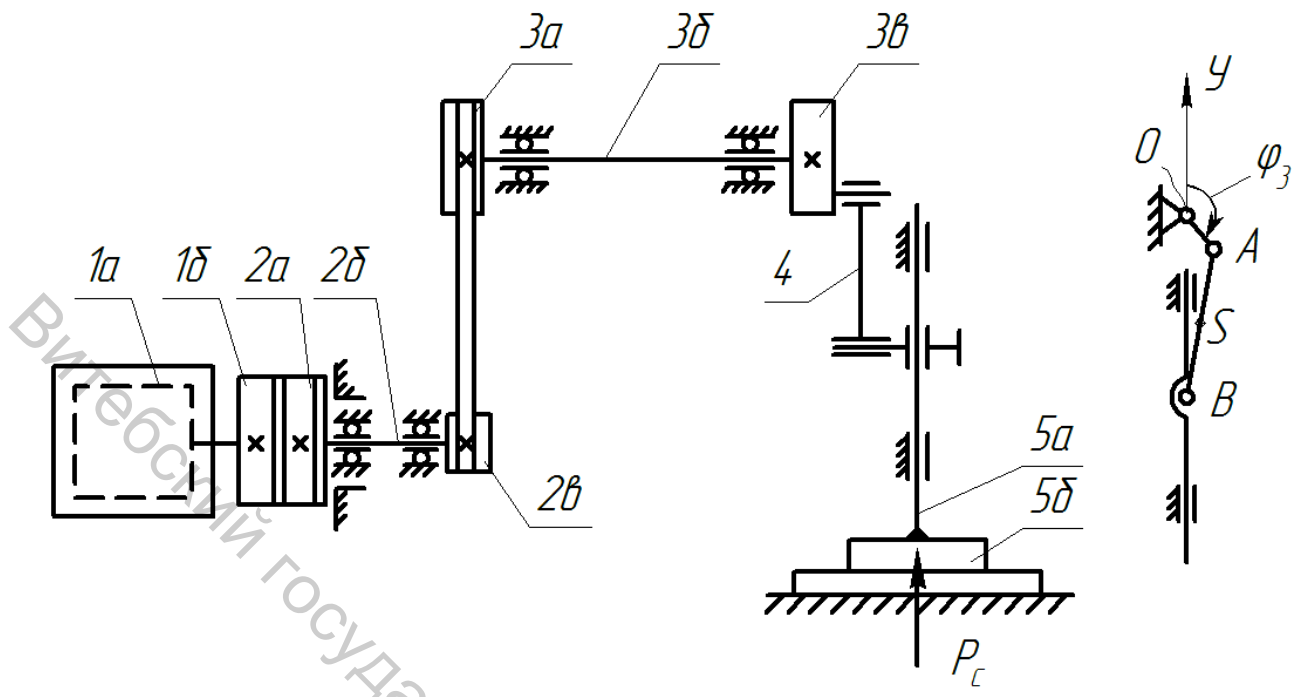


Рисунок А.34 – Кинематическая схема электропривода

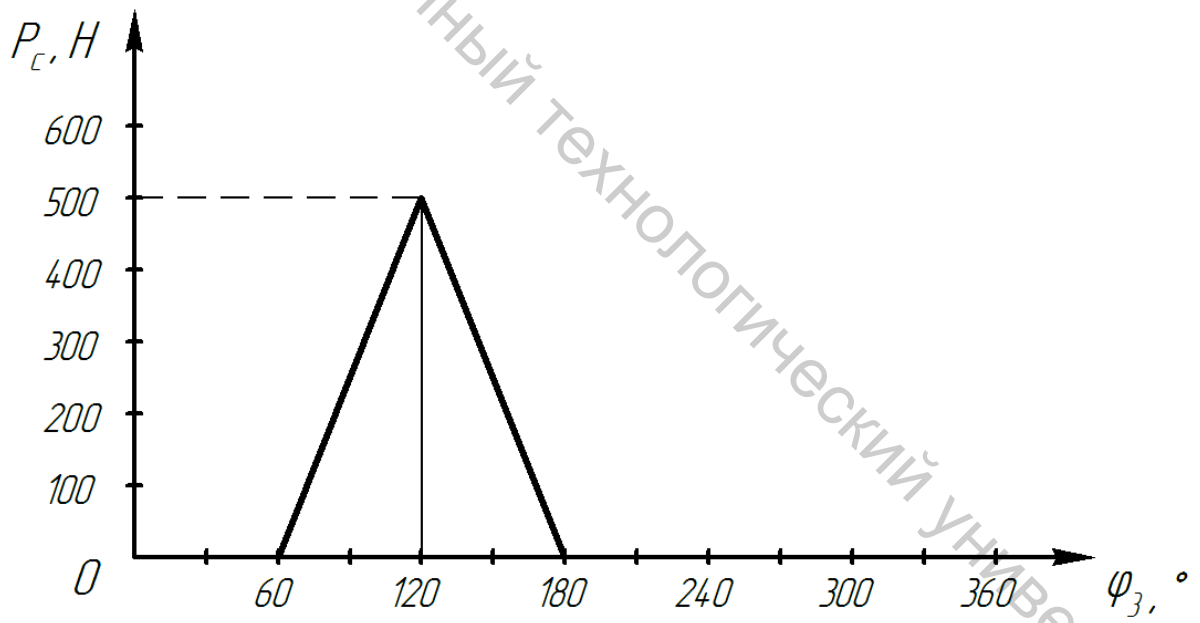


Рисунок А.35 – График $P_c = f(\varphi_3)$

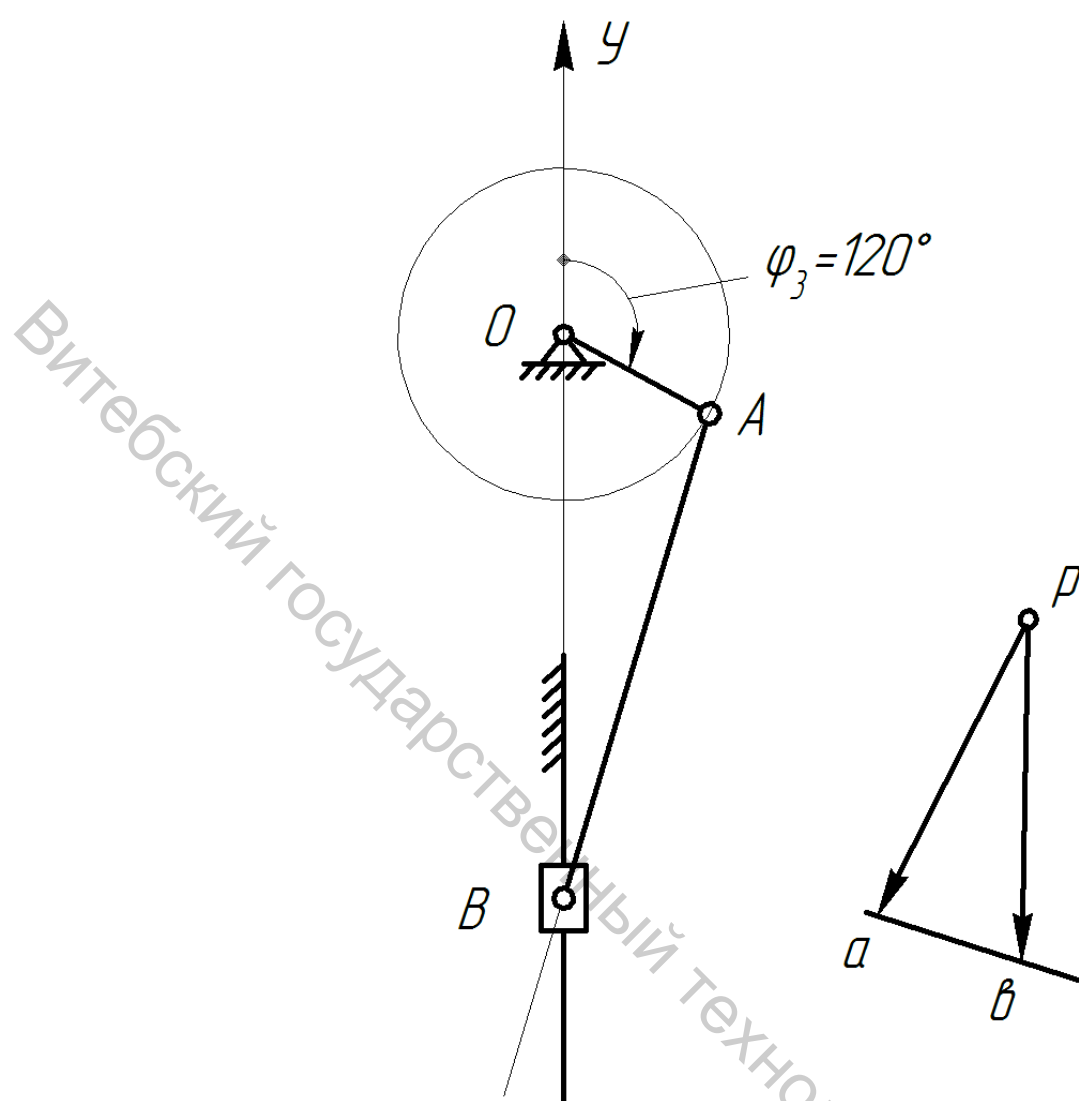


Рисунок А.36 – План скоростей кривошипно-ползунного механизма

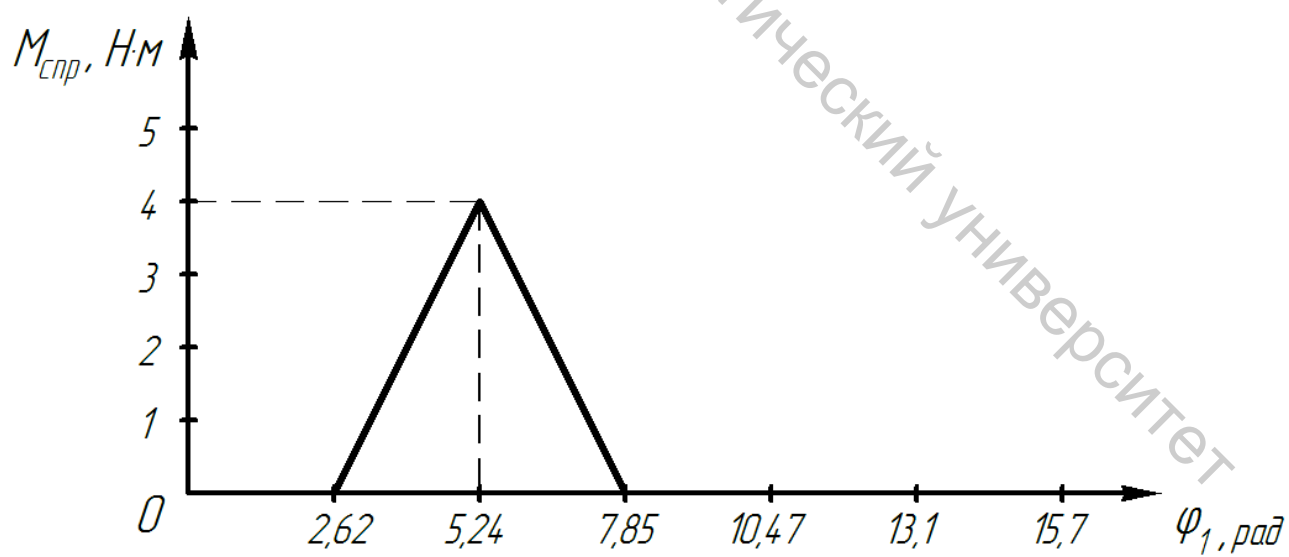


Рисунок А.37 – График $M_{\text{ср}} = f(\varphi_1)$

Витебский государственный технологический университет

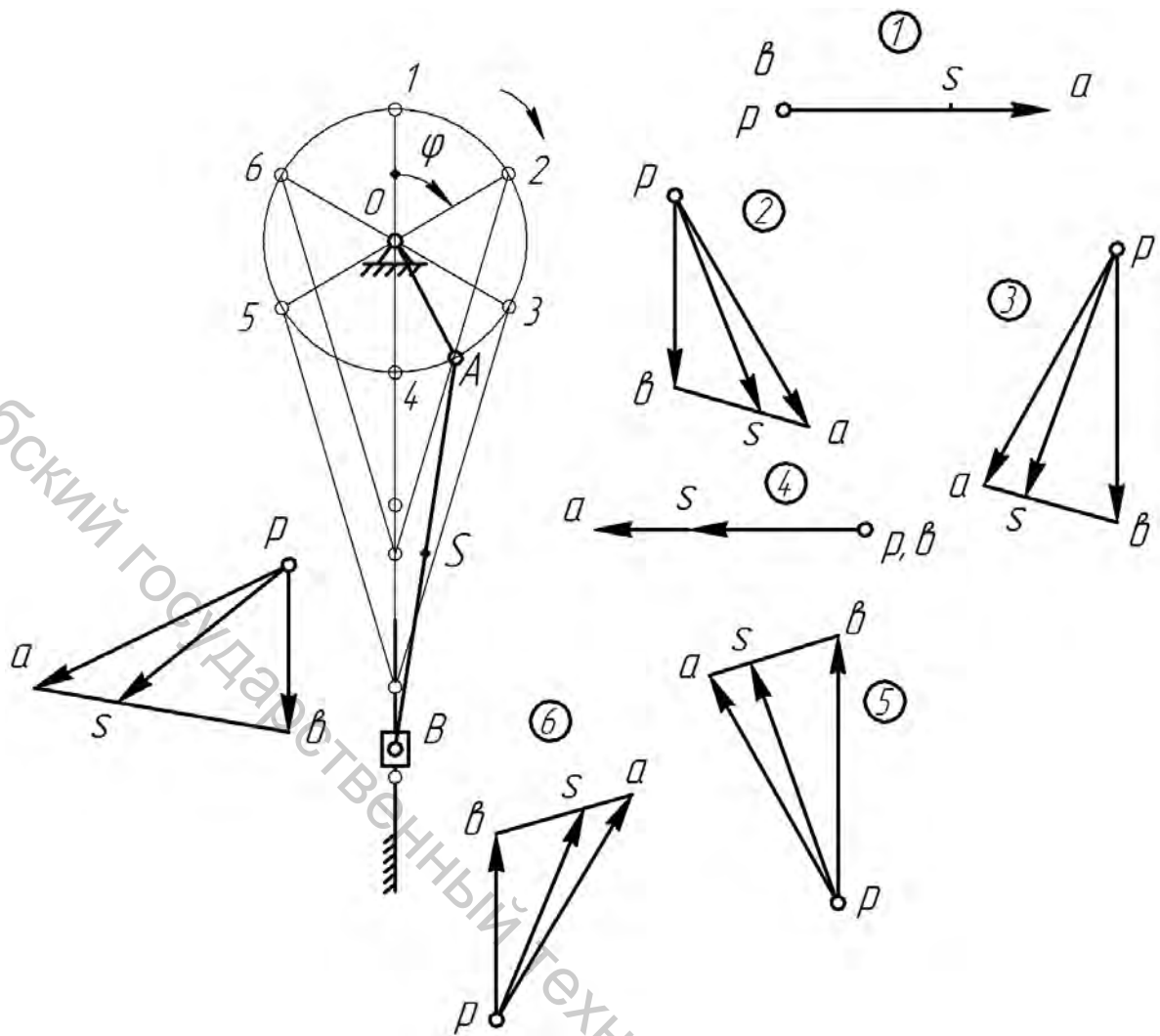


Рисунок А.38 – Планы скоростей кривошипно-ползунного механизма

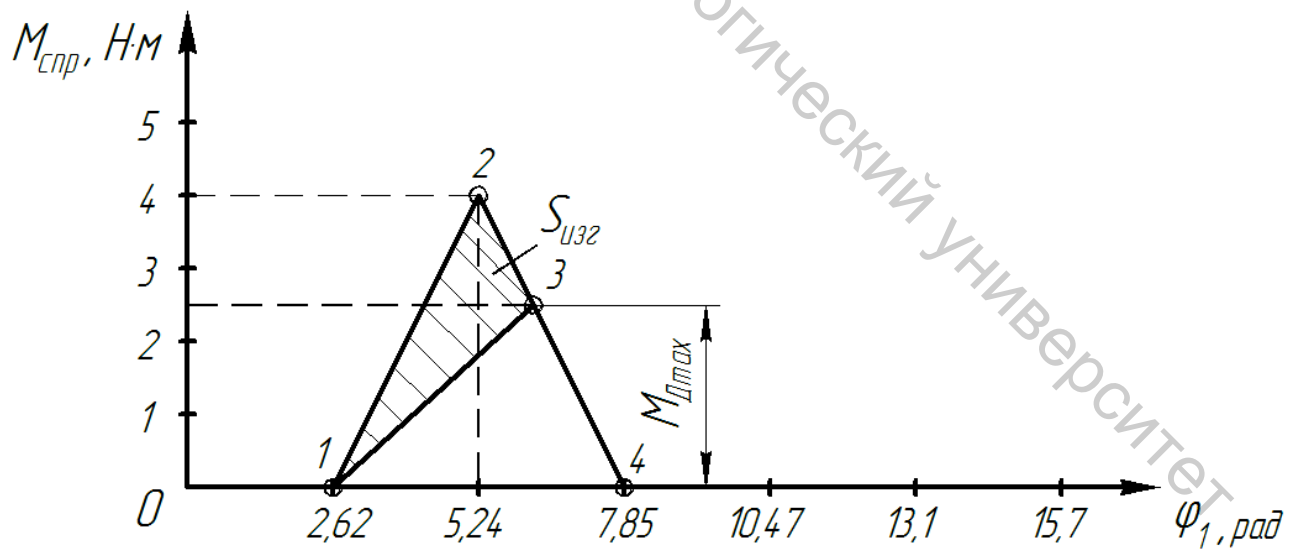


Рисунок А.39

Учебное издание

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН И АППАРАТОВ

Методические указания к практическим занятиям

Составитель:

Сункуев Борис Семенович

Редактор *Н. В. Медведева*

Корректор *Т. А. Осипова*

Компьютерная верстка *И. А. Данилова*

Подписано к печати 10.11.17. Формат 60x90 1/16. Усл. печ. листов 3.8.
Уч.-изд. листов 3.7. Тираж 30 экз. Заказ № 365.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»
210035, г. Витебск, Московский пр., 72.

Отпечатано на ризографе учреждения образования

«Витебский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/172 от 12 февраля 2014 г.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 3/1497 от 30 мая 2017 г.