ОПД.Ф.02.02 СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ
ВНЕЦЕНТРЕННОЕ СЖАТИЕ. ИЗГИБ С КРУЧЕНИЕМ. УСТОЙЧИВОСТЬ СЖАТОГО СТЕРЖНЯ
ЧАСТЬ 2

Методические указания к контрольным работам
для студентов заочной формы обучения

1. Внецентренное растяжение или сжатие

Внецентренное растяжение или сжатие - это такой случай нагружения, когда линия действия силы P не совпадает с осью стержня, а имеет эксцентриситеты x_p, y_p (рис 1.1).

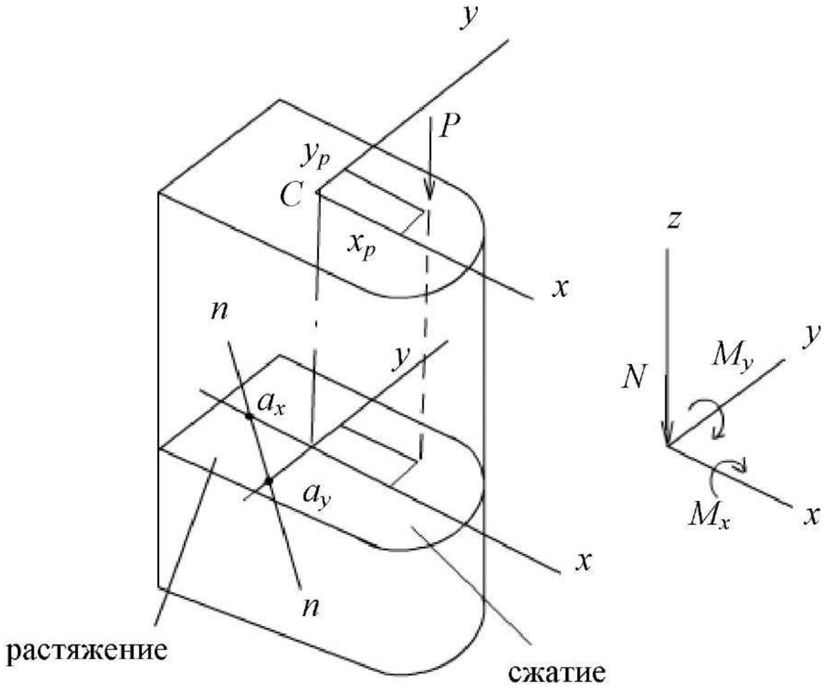

Рис.1.1. Внецентренное сжатие. Внутренние усилия в поперечном сечении

Используя метод сечений , определим внутренние усилия. Получим

$$N = \pm P\,; \quad M_x = \pm P \cdot y_p\,; \quad M_y = \pm P \cdot x_p\,. \tag{1.1}$$

При внецентренном растяжении - знак “ +” , при сжатии – знак “–“. Таким образом, внецентренное растяжение или сжатие есть частный случай совместного действия изгиба с растяжением или сжатием, причем усилия во всех поперечных сечениях будут одинаковы и все сечения - равноопасные.

Нормальные напряжения в точке с координатами x, y получим, используя принцип независимости действия сил:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_x}{I_x} y + \frac{M_y}{I_y} x, \tag{1.2}$$

где A - площадь поперечного сечения; I_x, I_y - главные центральные моменты инерции.

Формулу для напряжений можно записать иначе, если учесть (1.1). Тогда после упрощений получим

$$\sigma = \pm \frac{P}{A}(1 + \frac{y_p}{i_x^2} y + \frac{x_p}{i_y^2} x) \quad , \qquad (1.3)$$

где $i_x^2 = \frac{I_x}{A}$; $i_y^2 = \frac{I_y}{A}$ (i_x, i_y - радиусы инерции сечения).

Для определения опасных точек нужно знать положение нулевой линии ($n-n$) . В точках, наиболее удаленных от нулевой линии, возникают максимальные напряжения. В уравнение (1.3) подставим координаты точек нулевой линии x_0, y_0 и приравняем его к нулю:

$$1 + \frac{y_p}{i_x^2} y_0 + \frac{x_p}{i_y^2} x_0 = 0 \qquad (1.4)$$

Как видно из (1.4) , нулевая линия не проходит через центр тяжести сечения, поэтому можно пользоваться уравнением нулевой линии в отрезках

$$a_x = -\frac{i_y^2}{x_p}; \qquad a_x = -\frac{i_x^2}{y_p} \quad . \qquad (1.5)$$

Имея нулевую линию, строим эпюру нормальных напряжений (рис.1.2).

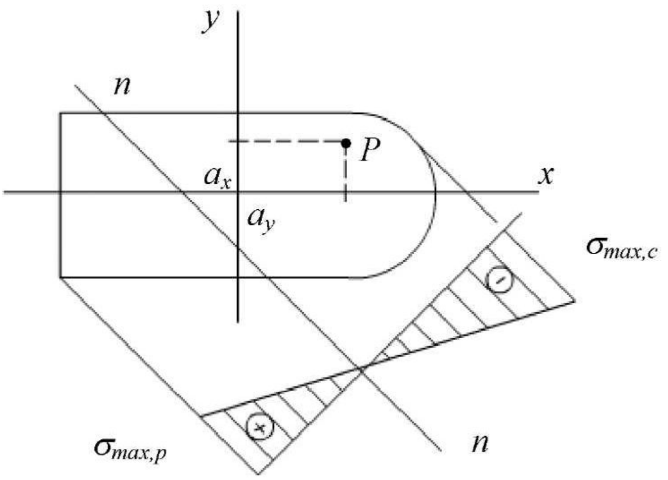

Рис.1.2. Эпюра нормальных напряжений

Расчет внецентренно сжатого стержня покажем на примере.

Задача 1. 1

Чугунный короткий стержень , поперечное сечение которого показано на рис. 1.3 , сжимается силой P, приложенной в точке A .

Требуется следующее.

1.Вычислить наибольшее растягивающее и наибольшее сжимающее напряжения в поперечном сечении, выразив их через силу Р и размеры сечения.

2.Найти допускаемую нагрузку, если допускаемое напряжение на сжатие $[\sigma_c] = 120$ МПа,
на растяжение $[\sigma_p] = 22$ МПа.

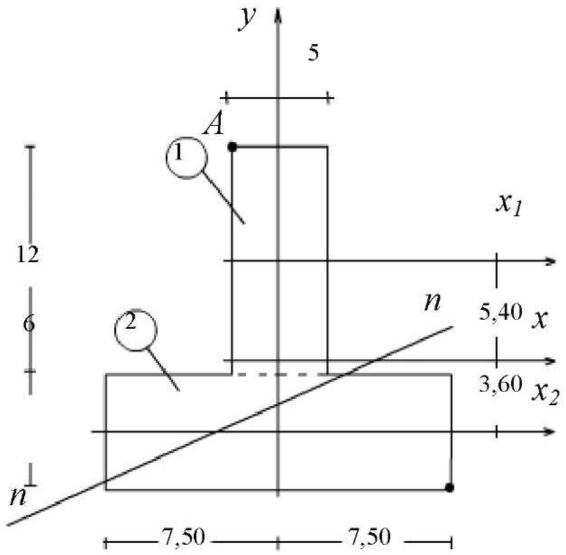

Рис.1.3. К задаче 1.1

Решение

1. Геометрические характеристики сечения

1.1. Определяем положение центра тяжести сечения относительно оси x_2:

$$y_c = \frac{S_{x_2}}{A} = \frac{S_{x_2}^{(1)} + S_{x_2}^{(2)}}{A_1 + A_2},$$

где S_{x_2} - статический момент площади относительно оси x_2.

$$y_c = \frac{12 \cdot 5 \cdot 9 + 0}{12 \cdot 5 + 6 \cdot 15} = \frac{540}{150} = 3{,}60 \ см$$

Через центр тяжести проводим главные центральные оси x, y.

1.2. Вычисляем моменты инерции:

$$I_x = I_x^{(1)} + I_x^{(2)} = \left(\frac{5 \cdot 12^3}{12} + 12 \cdot 5 \cdot 5{,}40^2\right) + \left(\frac{15 \cdot 6^3}{12} + 6 \cdot 15 \cdot 3{,}60^2\right) = 3906 \ см^4;$$

$$I_y = I_y^{(1)} + I_y^{(2)} = \left(\frac{5^3 \cdot 12}{12} + \frac{15^3 \cdot 6}{12}\right) = 1812{,}5 \ см^4.$$

Вычисляем квадраты радиусов инерции:

$$i_x^2 = \frac{I_x}{A} = \frac{3906}{150} = 26{,}04 \ см^2; \qquad i_y^2 = \frac{I_y}{A} = \frac{1812{,}5}{150} = 12{,}08 \ см^2.$$

2. Положение нулевой линии

Так как сила Р приложена в точке А, то в (1.5) следует ввести $x_P = x_A = -2{,}5 \ см; \quad y_P = y_A = 11{,}4 \ см;$

$$a_x = -\frac{i_y^2}{x_p} = -\frac{12{,}08}{-2{,}5} = 4{,}83 \ см; \qquad a_y = -\frac{i_x^2}{y_p} = -\frac{26{,}04}{11{,}4} = -2{,}28 \ см.$$

Координаты точек, наиболее удаленных от нулевой линии:

$$\left.\begin{array}{l} x_A = x_p = -2{,}5\ см \\ y_A = y_p = 11{,}4\, см \end{array}\right\}\ \text{зона сжатия}$$

$$\left.\begin{array}{l} x_B = \ 7{,}5\ см \\ y_B = -6{,}6\ см \end{array}\right\}\ \text{зона растяжения}$$

3. Максимальные напряжения сжатия и растяжения

$$\sigma_{\max,\,c} = -\frac{P}{A}\left(1 + \frac{y_p \cdot y_A}{i_x^{\ 2}} + \frac{x_p \cdot x_A}{i_y^{\ 2}}\right) = -\frac{P}{A}\left(1 + \frac{11{,}4 \cdot 11{,}4}{26{,}04} + \frac{(-2{,}5)\cdot(-2{,}5)}{12{,}08}\right);$$

$$\sigma_{\max,\,c} = -\frac{P}{A} 6{,}508\ ;$$

$$\sigma_{\max,\,p} = -\frac{P}{A}\left(1 + \frac{y_p \cdot y_B}{i_x^{\ 2}} + \frac{x_p \cdot x_B}{i_y^{\ 2}}\right) = -\frac{P}{A}\left(1 + \frac{11{,}4\cdot(-6{,}6)}{26{,}04} + \frac{(-2{,}5)\cdot 7{,}5}{12{,}08}\right);$$

$$\sigma_{\max,\,p} = \frac{P}{A} 3{,}441;$$

4. Допускаемая нагрузка

$$\left|\sigma_{\max,c}\right| = \frac{P}{A} \cdot 6{,}508 \le [\sigma_c];$$

$$P \le \frac{[\sigma_c]\cdot A}{6{,}508} = \frac{120\cdot 10^6 \cdot 150 \cdot 10^{-4}}{6{,}508} = 276583\ н \approx 276{,}6\, кН.$$

$$\left|\sigma_{\max,p}\right| = \frac{P}{A} \cdot 3{,}441 \le [\sigma_p];$$

$$P \le \frac{[\sigma_c]\cdot A}{3{,}441} = \frac{22\cdot 10^6 \cdot 150 \cdot 10^{-4}}{3{,}441} = 95902\ н \approx 95{,}9\, кН.$$

Допускаемой является меньшая нагрузка $[P] = 95{,}9\, кН$.

2. Изгиб с кручением круглых валов

Изгиб с кручением - это частный случай сложного сопротивления стержня. С сочетанием изгиба и кручения наиболее часто приходится встречаться при расчете валов (рис.2.1, *а*). Силы, действующие на валы (давление на зубья шестерен , натяжение ремней , собственный вес вала и шкивов и т.п.), вызывают в поперечных сечениях вала крутящий момент M_z (рис.2.1,*б*), изгибающие моменты M_x (рис.2.1, *в*) и M_y (рис. 2.1, *г*) , поперечные силы Q_y, Q_x.

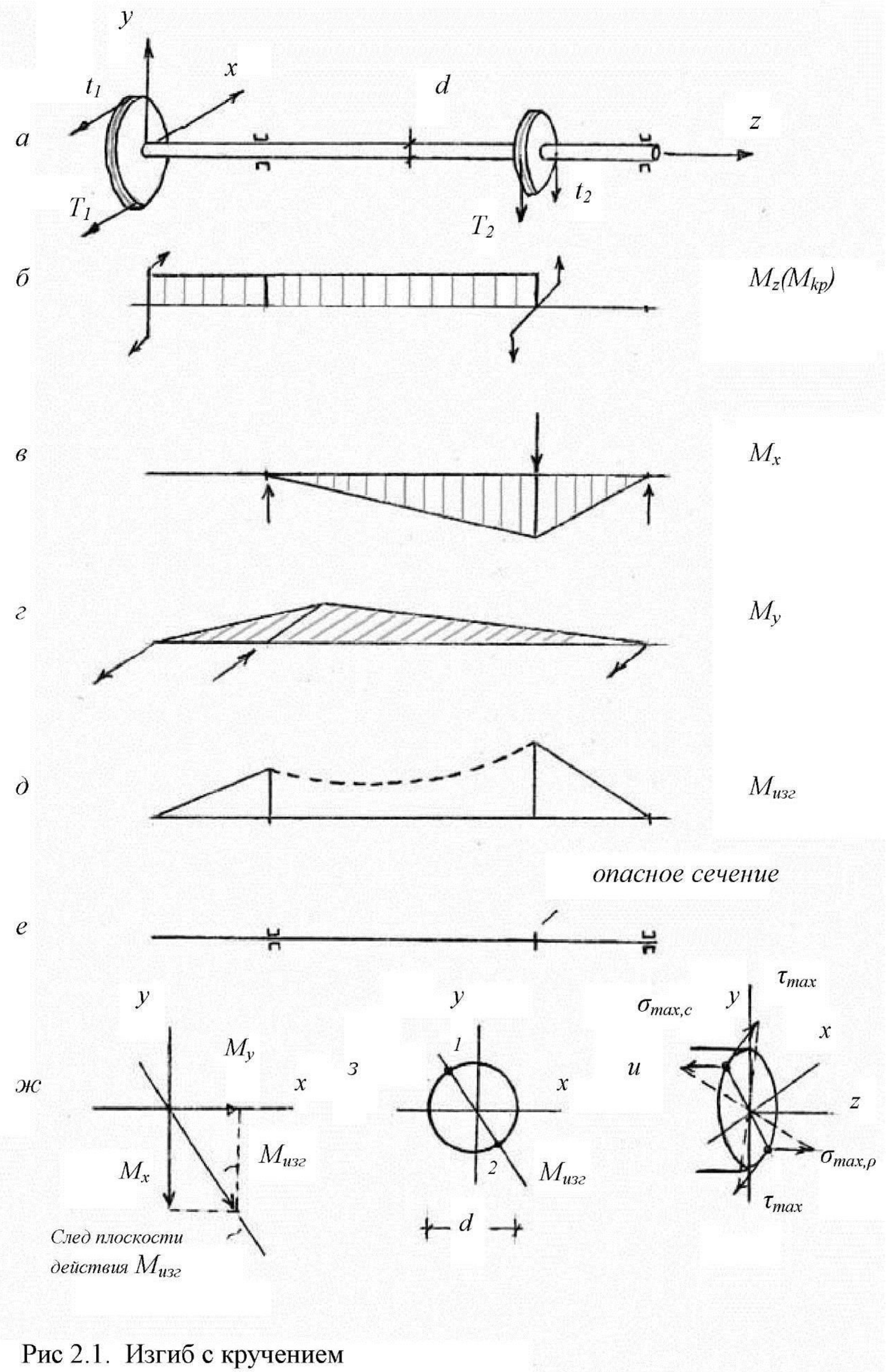

Рис 2.1. Изгиб с кручением

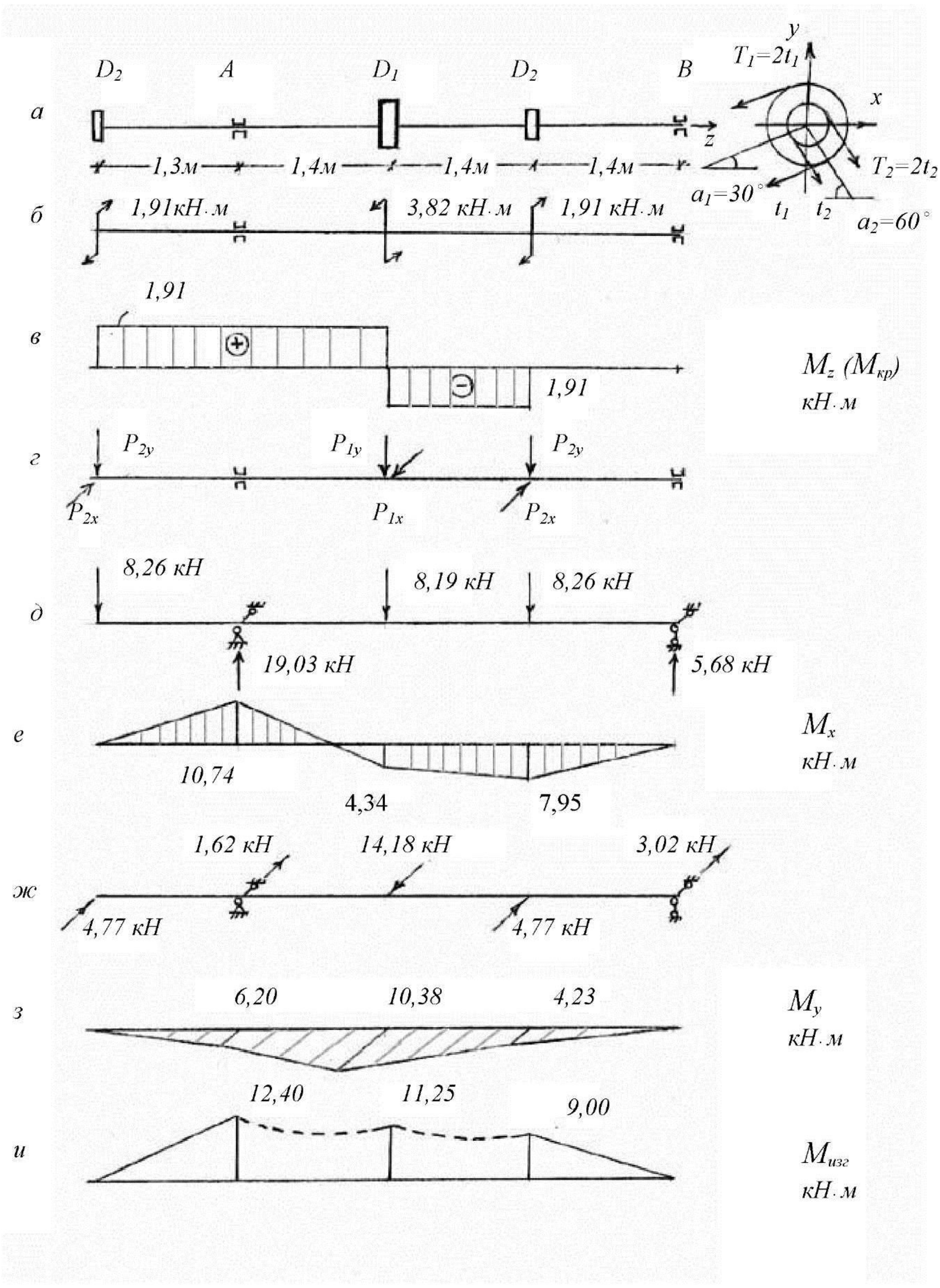

Рис 2.2. К задаче 2.1

Таким образом, в поперечном сечении вала одновременно возникают нормальные напряжения от изгиба и касательные напряжения от кручения. Заметим , что касательные напряжения от поперечных сил , как правило, невелики, и их обычно не учитывают.

Для расчета вала сначала необходимо установить опасные сечения. С этой целью должны быть построены эпюры крутящих моментов M_z (см. рис. 2.1, *б*) и изгибающих моментов M_x и M_y (см. рис. 2.1, *в, г*) . При изгибе вала круглого или кольцевого сечения в каждом сечении имеет место прямой изгиб под действием результирующего изгибающего момента $M_{изг} = \sqrt{(M_x^2 + M_y^2)}$ (рис.2.1, *д*). Опасным будет то сечение, где величины M_z и $M_{изг}$ принимают наибольшие значения.

В опасном сечении для круглого или кольцевого вала опасные точки можно указать сразу - это точки, лежащие на пересечении плоскости действия суммарного изгибающего момента $M_{изг}$ с контуром сечения (рис. 2.1, *ж, з*, точки 1 и 2). Именно в этих точках возникают одновременно наибольшие нормальные и касательные напряжения (рис. 2.1, *и*). Поскольку материал вала в опасных точках испытывает плоское напряженное состояние, необходимо применять теории прочности Для пластичных материалов применяют 3-ю и 4-ю теории прочности. Опустив вывод, приведем для круглого сечения условие прочности по 3-й теории (наибольших касательных напряжений):

$$\sigma_{расч}^{(3)} = \frac{M_{расч}^{(3)}}{W} \le [\sigma], \quad \text{где} \quad M_{расч}^{(3)} = \sqrt{(M_{изг}^2 + M_z^2)} \quad ; \qquad (2.1)$$

и по 4-й теории (энергетической)

$$\sigma_{расч}^{(4)} = \frac{M_{расч}^{(4)}}{W} \le [\sigma], \quad \text{где} \quad M_{расч}^{(4)} = \sqrt{(M_{изг}^2 + 0{,}75 \cdot M_z^2)}\,. \qquad (2.2)$$

Определив из (2.1) или (2.2) требуемый момент сопротивления W , найдем необходимый диаметр вала.

Задача 2.1

Шкив с диаметром D_1 и углом наклона ветвей ремня к горизонту α_1 делает n оборотов в минуту и передает N кВт. Два других шкива имеют одинаковый диаметр D_2 и одинаковые углы наклона ветвей к горизонту α_2, и каждый из них передает мощность $N/2$ (рис.2.2, *а*)

Требуется следующее.

1. Определить моменты, приложенные к шкивам, по заданным N и n.
2. Построить эпюру крутящих моментов M_z.
3. Определить окружные усилия t_1 и t_2, действующие на шкивы, по найденным моментам и заданным диаметрам шкивов D_1 и D_2.
4. Определить давление на вал.
5. Определить силы, изгибающие вал в горизонтальной и вертикальной плоскостях.
6. Построить эпюры изгибающих моментов от горизонтальных и вертикальных сил.
7. Построить эпюру суммарных изгибающих моментов.
8. Найти опасное сечение и определить максимальный расчетный момент (по третьей теории прочности).
9. Подобрать диаметр вала при $[\sigma] = 70$ МПа и округлить его значение.

Дано:

$$N = 40\,кВт;\quad n = 100\frac{об}{мин};\quad D_1 = 1{,}4\,м;\quad D_2 = 1{,}2\,м;\quad \alpha_1 = 30^\circ;\ \alpha_2 = 60^\circ.$$

Решение

1. Определяем моменты, приложенные к шкивам

$$M = \frac{30 \cdot N}{\pi \cdot n} \approx 9{,}55\frac{N}{n};$$

где N - мощность в $кВт$, n - скорость вращения вала в $\frac{об}{мин}$.

$$M_1 = 9{,}55 \cdot \frac{40}{100} = 3{,}82\,кН \cdot м;\qquad M_2 = 9{,}55 \cdot \frac{20}{100} = 1{,}91\,кН \cdot м.$$

2. Строим эпюру крутящих моментов (рис. 2.2, *в*).
3. Определяем окружные усилия t_1 и t_2.

Поскольку

$$M_1 = 2t_1\frac{D_1}{2} - t_1\frac{D_1}{2} = t_1\frac{D_1}{2},\ \text{то}\quad t_1 = \frac{2M_1}{D_1}\quad \text{или}$$

$$t_1 = \frac{2 \cdot 3{,}82}{1{,}4} = 5{,}46\ кН.$$

Аналогично

$$t_2 = \frac{2M_2}{D_2} = \frac{2 \cdot 1{,}91}{1{,}2} = 3{,}18\ кН.$$

4. Определяем давление на вал

$$P_1 = 3t_1 = 3 \cdot 5{,}46 = 16{,}38\ кН;$$

$$P_2 = 3t_2 = 3 \cdot 3{,}18 = 9{,}54\ кН.$$

5. Определяем силы, изгибающие вал в горизонтальной и вертикальной плоскостях (рис. 2.2, *г*)

$$P_{1x} = -P_1\cos\alpha_1 = -16{,}38\cdot\cos 30° = -14{,}18 \text{ кН} \quad (\text{ влево });$$
$$P_{1y} = -P_1\sin\alpha_1 = -16{,}38\cdot\sin 30° = -8{,}19 \text{ кН} \quad (\text{ вниз }).$$

$$P_{2x} = P_2\cos\alpha_2 = 9{,}54\cdot\cos 60° = 4{,}77 \text{ кН} \quad (\text{ вправо });$$
$$P_{2y} = -P_2\sin\alpha_2 = -9{,}54\cdot\sin 60° = -8{,}26 \text{ кН} \quad (\text{ вниз }).$$

6. Строим эпюры изгибающих моментов в вертикальной плоскости (рис. 2.2 ,*д*,*е*) и в горизонтальной плоскости (рис. 2.2, *ж*, *з*).
7. Строим эпюру суммарных изгибающих моментов.
   Вычисляем суммарный изгибающий момент в характерных сечениях по формуле

$$M_{изг} = \sqrt{(M_x^{\,2} + M_y^{\,2})}$$

и откладываем полученные значения на графике. Имеем

$$\sqrt{(10{,}74^2 + 6{,}20^2)} = 12{,}40; \ \sqrt{(4{,}34^2 + 10{,}38^2)} = 11{,}25; \sqrt{(7{,}95^2 + 4{,}23^2)} = 9{,}00 .$$

Поскольку поперечное сечение круглое и момент сопротивления его при изгибе в любой плоскости одинаков, можно ординаты пространственной эпюры $M_{изг}$ расположить в одной плоскости (рис. 2.2, *и*).

8. Находим опасное сечение.

Из эпюр M_z и $M_{изг}$ видно, что опасным является сечение, для которого $M_z = M_{кр} = 1,91$ кН· м , $M_{изг} = 12,40$ кН· м.

Для этого сечения вычисляем расчетный момент, используя третью теорию прочности. Получим

$$M_{расч} = \sqrt{(M^2_{изг} + M^2_{кр})} = \sqrt{(12{,}40^2 + 1{,}91^2)} = 12{,}55 \ кН\cdot м .$$

9. Определяем диаметр вала.

Из условия прочности $\sigma_{расч} = \dfrac{M_{расч}}{W} \le [\,\sigma\,]$

найдем требуемой момент сопротивления

$$W \ge \frac{M_{расч}}{[\sigma]} = \frac{12{,}55\cdot 10^3 \ H\cdot м}{70\cdot 10^6 \ H/м^2} = 179{,}3\cdot 10^{-6} м^3 = 179{,}3 см^3 .$$

Зная момент сопротивления, вычисляем диаметр вала.

Так как $W = \dfrac{\pi \cdot d^3}{32}$, то $d = \sqrt[3]{\dfrac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\dfrac{32 \cdot 179{,}3}{3{,}14}} = 12{,}22\ см.$

Округлив значение диаметра, получим окончательно $d = 120\,мм$.

3. Продольный изгиб

Продольный изгиб – это искривление оси стержня при внешней сжимающей нагрузке, действующей вдоль его оси.

При продольном изгибе расчет ведут на устойчивость первоначальной прямолинейной формы равновесия стержня.

Условие устойчивости записывается в виде

$$\sigma = \frac{P}{A} \le [\,\sigma_у\,] = \varphi\,[\,\sigma_c\,], \qquad (3.1)$$

где φ - коэффициент снижения допускаемого напряжения при осевом сжатии $[\,\sigma_c\,]$. Он зависит от материала стержня и задается таблично в зависимости от гибкости стержня λ:

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{мин}}, \qquad (3.2)$$

где $i_{мин} = \sqrt{\dfrac{I_{мин}}{A}}$ - минимальный радиус инерции сечения; l – длина стержня; μ - коэффициент приведения длины, зависящий от условий закрепления стержня (рис. 3.1).

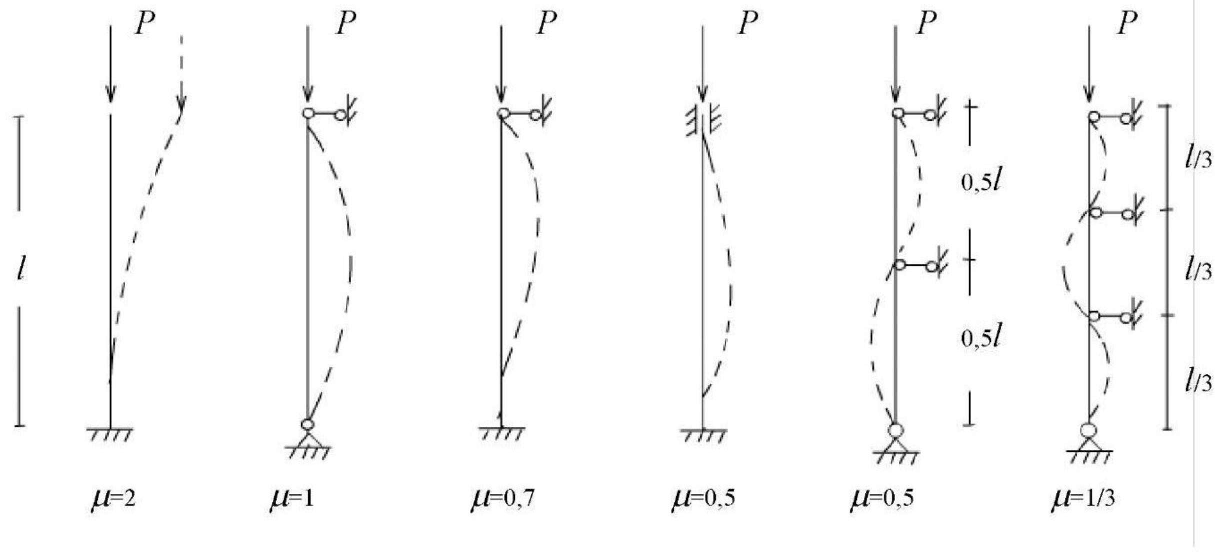

Рис.3.1 . Коэффициенты приведения длины

При использовании условия устойчивости (3.1) расчет может быть :

а) проверочным $\sigma = \dfrac{P}{A} \le \varphi\,[\sigma_c]$; (3.3)

б) по определению допускаемой нагрузки

$$[P] = \varphi \cdot [\sigma_c] \cdot A; \qquad (3.4)$$

в) проектировочным $A \ge \dfrac{P}{\varphi \cdot [\sigma_c]}$. (3.5)

При проектировании сечения задача решается методом последовательных приближений , так как в начале расчета значение φ, зависящее от λ , а следовательно и от размеров поперечного сечения стержня, неизвестно .

Величина критической силы равна

$$P_{кр} = \sigma_{кр} A , \qquad (3.6)$$

где критическое напряжение определяется по одной из формул :

а) при $\lambda \ge \lambda_{пред}$ - по формуле Эйлера

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} ; \qquad (3.7)$$

б) при $\lambda < \lambda_{пред}$ - по эмпирической формуле Ясинского, которая для стали СТ.3 имеет вид

$$\sigma_{кр} = 310 - 1{,}14\,\lambda \quad (МПа) . \qquad (3.8)$$

Значение предельной гибкости $\lambda_{пред}$ зависит от свойств материала:

$$\lambda_{пред} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{пц}}} , \qquad (3.9)$$

где $\sigma_{пц}$ - предел пропорциональности .

Для стали СТ.3 $\sigma_{пц}$ = 200 МПа , $E = 2 \cdot 10^5$ МПа ,

$$\lambda_{пред} = 3{,}14 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5}{200}} \approx 100 .$$

Задача 3.1

Стальной стержень длиной l сжимается силой P (рис. 3.2, *а*). Поперечное сечение стержня - коробчатое (рис. 3.2, *б*). Требуется следующее:

1. Найти размеры поперечного сечения стержня при допускаемом напряжении на осевое сжатие [σ] = 160 МПа.
2. Найти величину критической силы и коэффициент запаса устойчивости.

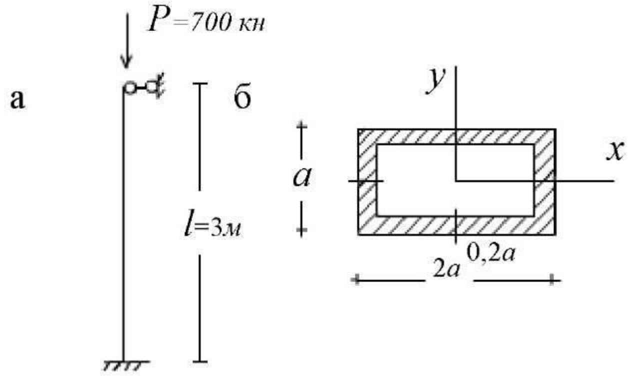

Рис. 3.2. К задаче 3.1

Решение

1.Находим размеры поперечного сечения

1.1. Выразим площадь сечения через размер "a"

$$A = 2a \cdot a - 1{,}6a \cdot 0{,}6a = 1{,}04a^2$$

1.2. Определяем моменты инерции сечения относительно главных центральных осей

$$I_x = 2a \cdot \frac{a^3}{12} - 1{,}6a \cdot \frac{(0{,}6a)^3}{12} = 0{,}1379a^4;$$

$$I_y = a \cdot \frac{(2a)^3}{12} - 0{,}6a \cdot \frac{(1{,}6a)^3}{12} = 0{,}4619a^4.$$

Для нашего сечения $I_{мин} = I_x = 0{,}1379a^4$.

1.3 . Выразим минимальный радиус инерции

$$i_{мин} = \sqrt{\frac{I_{мин}}{A}} = \sqrt{\frac{0{,}1379a^4}{1{,}04a^2}} = 0{,}3641a.$$

1.4. Определим гибкость стержня

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{мин}} = \frac{0{,}7 \cdot l}{0{,}3641a} = 1{,}922\frac{l}{a}.$$

1.5. Задаемся начальным значением φ, например, $\varphi_1 = 0{,}5$.

1.6. Из условия (3.5) определяем

$$A \ge \frac{P}{\varphi \cdot [\sigma]} = \frac{700 \cdot 10^3 \, н}{0{,}5 \cdot 160 \, н/мм^2} = 8750 \, мм^2.$$

1.7. Зная площадь, находим размер a:

$$a=\sqrt{\frac{A}{1,04}}=\sqrt{\frac{8750}{1,04}}=91,73 мм.$$

1.8. Вычисляем гибкость

$$\lambda=1,922\frac{l}{a}=1,922\frac{3\cdot10^3}{91,73}=62,86.$$

1.9 По таблицам [3, с. 574] находим $\varphi_1'=0,85$. Поскольку $\varphi_1\neq\varphi_1'$, задаем новое значение $\varphi_2=\frac{1}{2}(\varphi_1+\varphi_1')$ и повторяем цикл операций (п.1.6- 1.9) до тех пор, пока значения φ и φ' не совпадут с заданной точностью.

Второе приближение

$$\varphi_2=\frac{1}{2}(0,5+0,85)=0,675; \qquad A\geq\frac{700\cdot10^3}{0,675\cdot160}=6481 мм^2;$$

$$a=\sqrt{\frac{6481}{1,04}}=78,94 мм; \qquad \lambda=1,922\cdot\frac{3\cdot10^3}{78,94}=73,04.$$

По таблицам для $\lambda=73,04$ находим $\varphi_2'=0,79.$

Третье приближение

$$\varphi_3=\frac{1}{2}(0,675+0,79)=0,732; \qquad A\geq\frac{700}{0,732\cdot160}=5976 мм^2;$$

$$a=\sqrt{\frac{5976}{1,04}}=75,80 мм; \qquad \lambda=1,922\cdot\frac{3\cdot10^3}{75,80}=76,07.$$

По таблицам для $\lambda=76,07$ находим $\varphi_3'=0,773.$

Четвертое приближение

$$\varphi_4=\frac{1}{2}(0,732+0,773)=0,753; \qquad A\geq\frac{700\cdot10^3}{0,753\cdot160}=5810 мм^2;$$

$$a=\sqrt{\frac{5810}{1,04}}=74,74 мм; \qquad \lambda=1,922\cdot\frac{3\cdot10^3}{74,74}=77,15.$$

По таблицам для $\lambda=77,15$ находим $\varphi_4'=0,766.$

Пятое приближение

$$\varphi_5=\frac{1}{2}(0,753+0,766)=0,760; \qquad A\geq\frac{700\cdot10^3}{0,760\cdot160}=5756 мм^2;$$

$$a=\sqrt{\frac{5756}{1,04}}=74,40 мм; \qquad \lambda=1,922\cdot\frac{3\cdot10^3}{74,40}=77,50.$$

По таблицам для $\lambda=77,50$ находим $\varphi_5'=0,765.$

Поскольку φ_5 близко к значению $\varphi'_{5'}$, процесс последовательных приближений завершаем. Принимая $a = 74 мм$, проверим условие устойчивости (3.3).

Для $a = 74 мм$ $\lambda = 1{,}922 \cdot \frac{3 \cdot 10^3}{74} = 77{,}92$.

По таблицам для $\lambda = 77{,}92$ находим $\varphi = 0{,}762$.

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{700 \cdot 10^3}{1{,}04 \cdot 74^2} = 122{,}9 Н/мм^2 \qquad \varphi[\sigma] = 0{,}762 \cdot 160 = 121{,}9 Н/мм^2$$

Перенапряжение составляет $0{,}8\% < 5\%$, что допустимо.

Итак, $a = 74 мм$, $A = 5695 мм^2$.

2. Находим величину критической силы и коэффициент запаса устойчивости.

   Поскольку $\lambda = 77{,}92 < 100$, критическое напряжение вычисляем по формуле Ф.С. Ясинского (3.8):

   $$\sigma_{кр} = 310 - 1{,}14 \cdot 77{,}92 = 221{,}1\ (МПа).$$

   Тогда критическая сила

   $$P = \sigma_{кр} \cdot A = 221{,}1 \cdot 5695 = 1259164 н \approx 1259{,}2 кН.$$

   Коэффициент запаса устойчивости

   $$n = \frac{P_{кр}}{P} = \frac{1259{,}2}{700} = 1{,}80.$$

Библиографический список

1. Сопротивление материалов: Методические указания и контрольные задания для студентов-заочников всех специальностей техн. высш. учеб. заведений кроме строительных /Сост. А.В. Дарков, Б. Н. Кутуков. – 14-е изд. – М.: Высш. шк., 1985. – 56 с.

2. Методические указания к выполнению контрольных работ по сопротивлению материалов. Ч. 2. / Сост. Тен Ен Со, Ю. И Кадун., А. Н. Пашков. – Хабаровск: Хабар. политехн. ин-т, 1986. – 36 с.

3. Сопротивление материалов / Под ред. Г.С. Писаренко. – 5-е изд. – Киев: Выща шк., 1986. – 775 с.

4. Александров А. В., Потапов В. Д., Державин Б. П. Сопротивление материалов. – М.: Высш. шк., 1985. – 560 с.

5. Дарков А. В., Шпиро Г. С. Сопротивление материалов. – 5-е изд. – М.: Высш. шк., 1989. – 624 с.