

ВВЕДЕНИЕ

К сложному сопротивлению относятся те виды деформаций, при которых стержни испытывают одновременно комбинации простых деформаций: например, изгиб с кручением, сжатие с изгибом, изгиб с растяжением и т.п.

При расчетах на сложное сопротивление обычно используют принцип независимости действия сил, так как опыт показывает, что в пределах упругости деформации одной группы нагрузок не влияют на деформации, вызванные другими нагрузками. Поэтому для вычисления полных напряжений и деформаций можно применить принцип сложения действия сил, т.е. геометрически суммировать напряжения и деформации.

Для каждого стержня продольную ось обозначим через x , главные оси инерции поперечного сечения – y и z .

В самом общем случае действия внешних сил внутренние усилия в сечении могут быть приведены к нормальной силе N_x , двум перерезывающим силам Q_y и Q_z , крутящему моменту M_x и двум изгибающим моментам: M_y и M_z .

Нормальная сила N_x в сечении равна алгебраической сумме проекций всех внешних сил, расположенных по одну сторону от рассматриваемого сечения, на продольную ось стержня x .

Перерезывающие силы Q_y и Q_z в сечении равны соответственно алгебраическим суммам проекций всех внешних сил, расположенных по одну сторону от сечения, на оси y и z .

Крутящий момент M_x в сечении равен алгебраической сумме крутящих моментов от всех внешних сил, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения, относительно продольной оси x .

Изгибающие моменты M_y и M_z в сечении также равны алгебраическим суммам осевых моментов всех внешних сил, расположенных по одну сторону от данного сечения, соответственно относительно осей y и z .

Для определения характера изменения внутренних усилий по длине стержней необходимо в масштабе построить эпюры N_x , Q_y , Q_z , M_x , M_y и M_z .

При построении эпюр необходимо руководствоваться следующими правилами знаков:

1. Для нормальных сил: внешние силы, растягивающие стержень, принимаются положительными, сжимающие – отрицательными.

2. Для перерезывающих сил: внешние силы, направленные вверх, для левой части имеют положительный знак, для правой – отрицательный.

3. Для изгибающих моментов нет определенного правила знаков. При построении эпюр положительные ординаты моментов откладывают по направлению сжимающих деформаций.

Знак напряжений определяется характером деформаций, вызванных этими моментами (растяжение – плюс, сжатие – минус).

1. ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР НОРМАЛЬНЫХ И ПЕРЕРЕЗЫВАЮЩИХ СИЛ, ИЗГИБАЮЩИХ И КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ ДЛЯ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СТЕРЖНЕВОЙ КОНСТРУКЦИИ

Построение эпюр N_x , Q_y , Q_z , M_x , M_y и M_z рассмотрим на конструкции, изображенной на рис. 1. Система стержней, соединенных, как показано на рис. 1, а, нагружена силами $P_1 = 3$, $P_2 = 2$ и $P_3 = 5$ кН. Допускаемое напряжение на растяжении – сжатии $[\sigma] = 160$ МПа. Первый стержень длиной $l_1 = 4$ м имеет прямоугольное сечение с отношением сторон $h/b = 2$, второй ($l_2 = 3$ м) и третий ($l_3 = 4$ м) – круглые сечения.

Для данной конструкции (составного ломаного бруса) можно не определять реакции в заделке, если все участки рассматривать со стороны свободного конца конструкции. При этом обход участков

будем осуществлять со стороны контура, обозначенного на рис. 1, б штриховой линией.

Ординаты эпюр откладывают от продольной оси стержней, поэтому в масштабе надо вычертить четыре контура ломаного бруса, на которых в дальнейшем будут построены эпюры.

Стержень I. Составим выражения для внутренних усилий в элементах бруса, пользуясь методом сечений. Возьмем сечение на расстоянии x_1 от свободного конца стержня (рис.1, б).

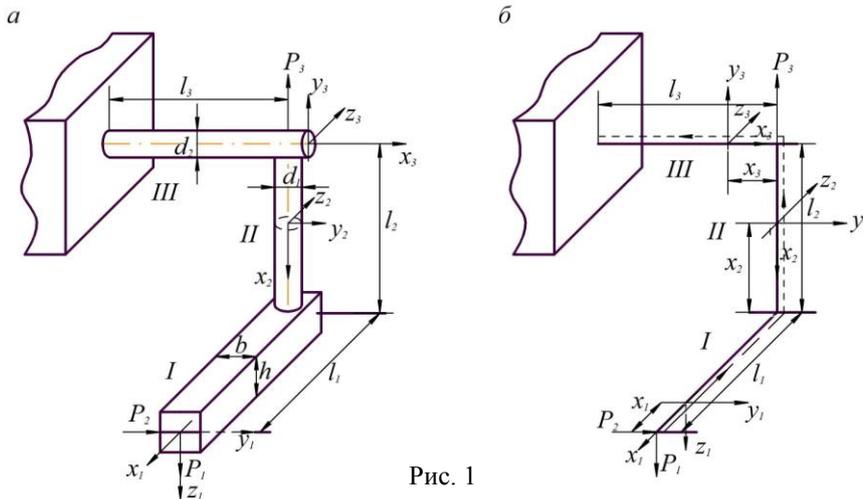


Рис. 1

В этом сечении будут действовать перерезывающие силы, постоянные по всей длине стержня:

– в вертикальной плоскости

$$Q_z = -P_1 = -3 \text{ кН};$$

– в горизонтальной плоскости

$$Q_y = P_2 = 2 \text{ кН};$$

– и изгибающие моменты

$$M_y = -P_1 x_1 \text{ и } M_z = +P_2 x_1.$$

Изгибающие моменты зависят от координаты в первой степени, следовательно, они изменяются по линейному закону.

Выражения для моментов справедливы по всей длине стержня, т.е. $0 \leq x_1 \leq l_1$, при $x_1 = 0$ $M_z = 0$ и $M_y = 0$; при $x_1 = l_1$ $M_y = -P_1 l_1 = -3 \cdot 4 = -12$ кН·м; $M_z = P_2 l_1 = -2 \cdot 4 = 8$ кН·м.

При построении эпюр моментов (рис. 2; 5) ординаты откладываем по направлению сил.

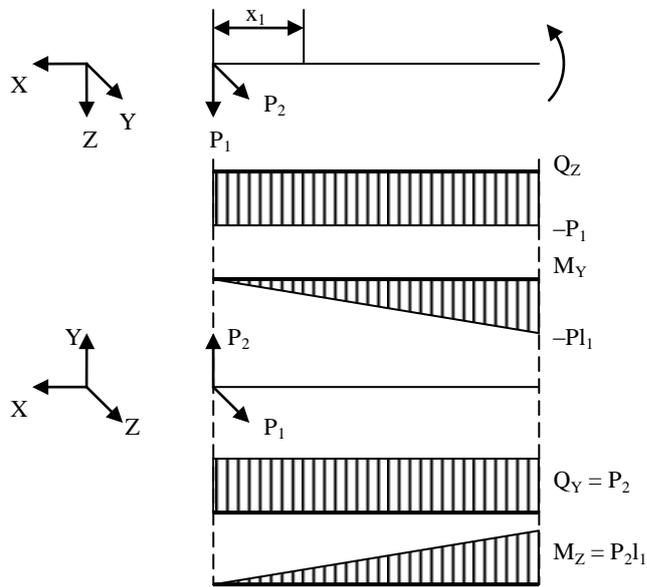


Рис. 2

$$N_x = 0, M_x = 0, Q_z = -P_1 = -3 \text{ кН}, Q_y = P_2 = 2 \text{ кН},$$

$$M_y = -P_1 x_1 = 0; 8 \text{ кН} \cdot \text{м}, M_z = P_2 x_1 = 0; 12 \text{ кН} \cdot \text{м} \text{ при } 0 \leq x_1 \leq l_1.$$

Стержень II. Возьмем сечение на расстоянии x_2 от начала этого стержня. Внешние силы P_1 и P_2 в этом сечении приводятся к следующим внутренним силовым факторам:

– нормальная сила $N_x = P_1 = 3$ кН (растягивающая);

– перерезывающая сила $Q_y = P_2 = 2$ кН (в плоскости чертежа), а

$$Q_z = 0.$$

Относительно оси y сила P_1 образует постоянный изгибающий момент $M_y = -P_1 l_1 = -3 \cdot 4 = -12 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Относительно оси z стержень изгибается силой P_2 : $M_z = P_2 x_2$, $0 \leq x_2 \leq l_2$; при $x_2 = 0$ $M_z = 0$; $x_2 = l_2$ $M_z = P_2 l_2 = 6 \text{ кН} \cdot \text{м}$. От действия силы P_2 стержень испытывает еще и кручение: $M_x = P_2 l_1 = 2 \cdot 4 = 8 \text{ кН} \cdot \text{м}$ (рис. 3).

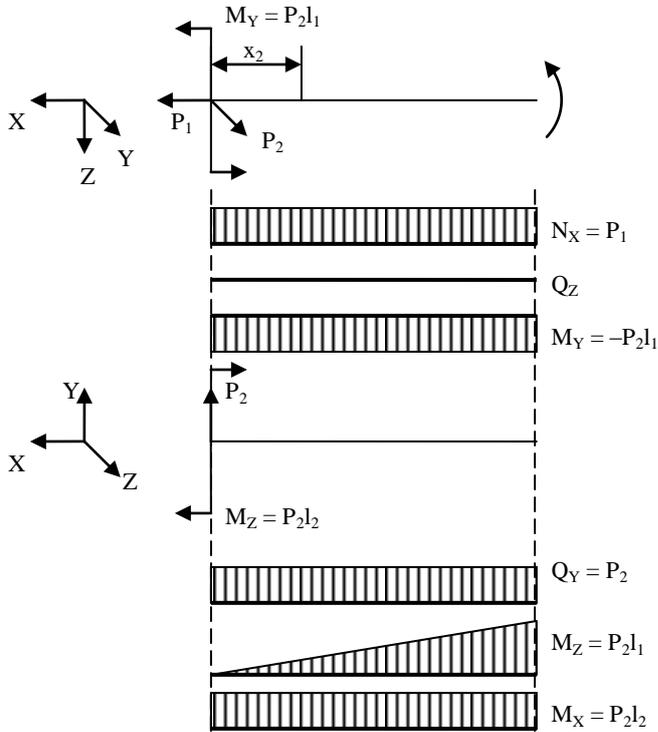


Рис. 3

$N_x = P_1 = 3 \text{ кН}$, $M_x = 8 \text{ кН} \cdot \text{м}$, $Q_z = -P_1 = -3 \text{ кН}$, $Q_y = P_2 = 2 \text{ кН}$,
 $M_y = -P_1 l_1 = -12 \text{ кН} \cdot \text{м}$, $M_z = P_2 x_2 = 0; 6 \text{ кН} \cdot \text{м}$ при $0 \leq x_2 \leq l_2$.

Внутренние усилия во втором стержне можно определить и другим способом.

Приведем все внешние силы к центру тяжести 2-го стержня (рис.4, а). Для этого приложим по две равных и противоположно направленных силы P_1 и P_2 , тогда к его концу будут приложены растягивающая сила P_1 , момент $M_y = -P_1 l_1$, изгибающий стержень относительно оси y , крутящий момент $M_x = P_2 l_1$ и сила P_2 , под действием которой возникает поперечная сила, и момент, изгибающий стержень относительно оси z (рис. 4, б).

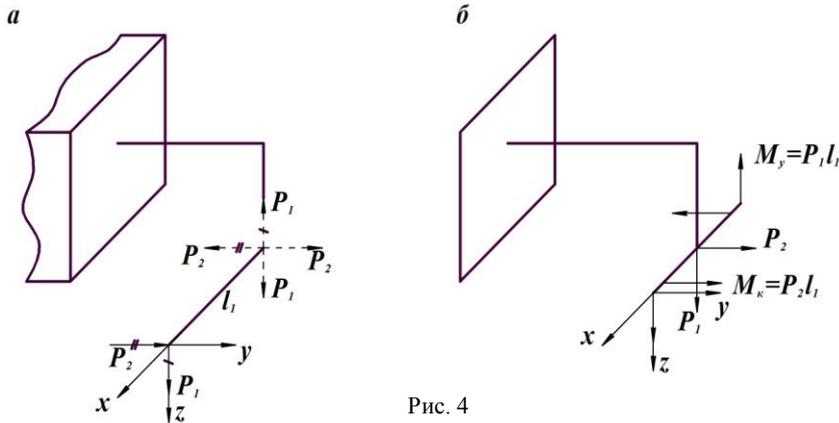


Рис. 4

Стержень III. Возьмем сечение на расстоянии x_3 от правого конца стержня (см. рис. 1, б) и составим все выражения для определения внутренних усилий в этом сечении:

– нормальная сила $N_x = P_2 = 2$ кН;

– перерезывающая сила $Q_y = -P_1 - P_3 = -3 - 5 = -8$ кН,

$Q_z = 0$;

– крутящий момент $M_x = P_1 l_1 = 3 \cdot 4 = 12$ кН·м;

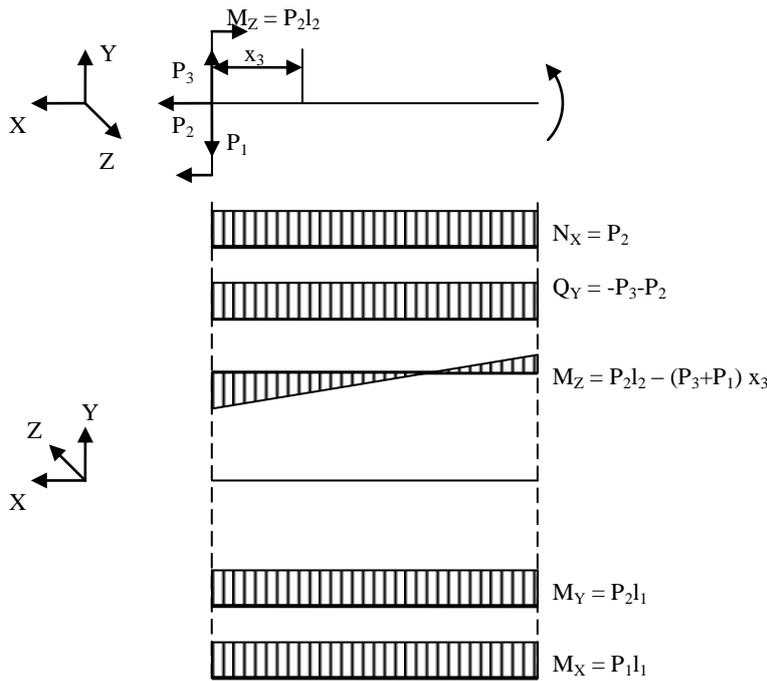
– изгибающие моменты: $M_y = P_2 l_1 = 2 \cdot 4 = 8$ кН·м,

$M_z = P_2 l_2 - (P_3 + P_1)x_3 = 2 \cdot 3 - (5 + 3)x_3$ при $0 \leq x_3 \leq l_3$; если $x_3 = 0$

$M_z = P_2 l_2 = 6 \text{ кН} \cdot \text{м}$, если $x_3 = l_3$, то

$M_z = P_2 l_2 + (P_3 - P_1) l_3 = -28 \text{ кН} \cdot \text{м}$ (рис. 5).

При построении эпюр для 3 – го стержня можно все внешние силы привести к центру тяжести правого конца данного стержня (см. рис. 3, а). Для этого приложим две равные и противоположно направленные силы P_2 . В результате переноса на правом конце стержня будут действовать растягивающая сила P_2 , момент $M_x = P_1 l_1$, закручивающий стержень, момент $M_y = P_2 l_1$, изгибающий стержень относительно оси y , момент $M_z = P_2 l_2 - (P_3 + P_1) \cdot x_3$, изгибающий относительно оси z , и сила $-(P_3 + P_1)$, действующая параллельно оси y .



ис. 5

$N_x = 2 \text{ кН}$, $M_x = 12 \text{ кН} \cdot \text{м}$, $Q_z = 0$, $Q_y = -8 \text{ кН}$,

$M_y = P_2 l_1 = 8 \text{ кН} \cdot \text{м}$, $M_z = P_2 l_2 - (P_3 + P_1) \cdot x_3 = 6; -26 \text{ кН} \cdot \text{м}$ при $0 \leq x_3 \leq l_3$

Эпюры N_x , Q_y , Q_z , M_x , M_y и M_z приведены на рис. 6.

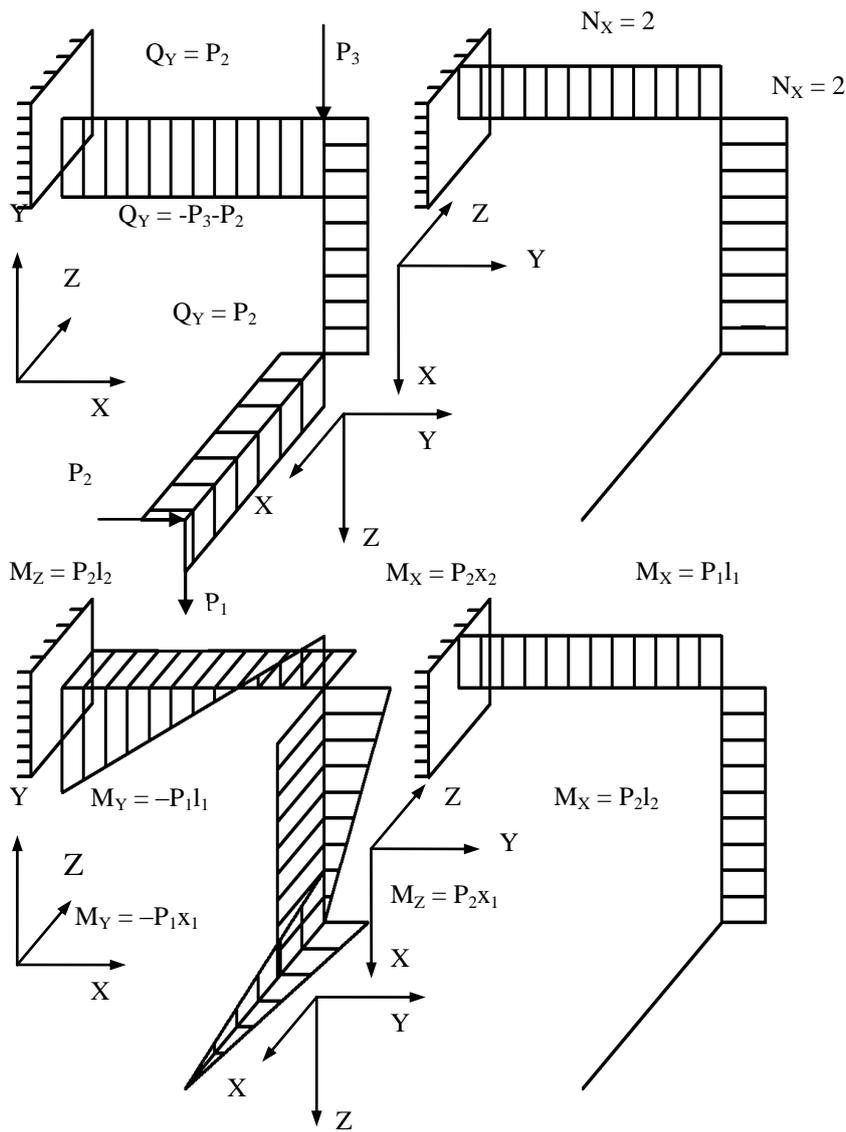


Рис. 6

2. РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ПОПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЙ СТЕРЖНЕЙ

На основании построенных эпюр определяем вид деформаций стержней.

Первый стержень работает на кривой изгиб (см. рис. 1, а; б), так как изгибается в двух плоскостях моментами M_y , M_z . Наибольшие нормальные напряжения возникают в сечении с наибольшими моментами M_y и M_z . Условие прочности следует написать для точки, наиболее удаленной от нейтральной оси, в которой напряжения от обоих моментов будут одного знака.

Для определения знаков напряжений рассмотрим деформацию стержня. Так, под действием момента M_z верхние волокна растягиваются, нижние сжимаются, под действием момента M_y растягиваются левые, а сжимаются правые волокна. Полученные знаки напряжений указаны на рис. 7.

Запишем условие прочности для опасных точек 2 и 4:

$$\left| \frac{M_{y \max}}{W_y} \pm \frac{M_{z \max}}{W_z} \right| \leq [\sigma].$$

Для нашего случая

$$\frac{P_1 l_1}{bh^2} + \frac{P_2 l_1}{b^2 h} \leq [\sigma]$$

или

$$\frac{6}{bh^2} \left(P_1 l_1 + \frac{h}{b} P_2 l_1 \right) \leq [\sigma].$$

По условию $h/b = 2$, тогда

$$\frac{12}{h^3} (P_1 l_1 + 2P_2 l_1) \leq [\sigma],$$

откуда

$$h > \sqrt[3]{\frac{12(P_1 l_1 + 2P_2 l_1)}{[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{12(12 + 2 \cdot 8) \cdot 10^{-3}}{160}} = 0,13 \text{ м};$$

$$b = \frac{h}{2} = \frac{0,13}{2} = 0,065 \text{ м}.$$

Вычислим нормальные напряжения в точках 1-4 (рис. 7):

$$\sigma_{1,2,3,4} = \pm \frac{P_1 l_1}{bh^2} \pm \frac{P_2 l_1}{b^2 h} = \pm \frac{12 \cdot 10^{-3}}{0,065 \cdot 0,13^2} \pm \frac{8 \cdot 10^{-3}}{0,065^2 \cdot 0,13},$$

откуда:

$$\sigma_1 = +65 - 87 = -22 \text{ МПа};$$

$$\sigma_2 = -65 - 87 = -152 \text{ МПа};$$

$$\sigma_3 = -65 + 87 = 22 \text{ МПа};$$

$$\sigma_4 = +65 + 87 = 152 \text{ МПа}.$$

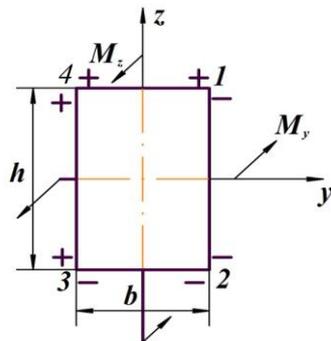


Рис. 7

Построим эпюры напряжений по контуру сечения. Положительные напряжения откладываем от контура влево (рис. 8). На нейтральной оси нормальные напряжения равны нулю. По эпюрам σ можно определить нулевые точки на контуре сечения и через них провести нейтральную ось (см. рис. 8).

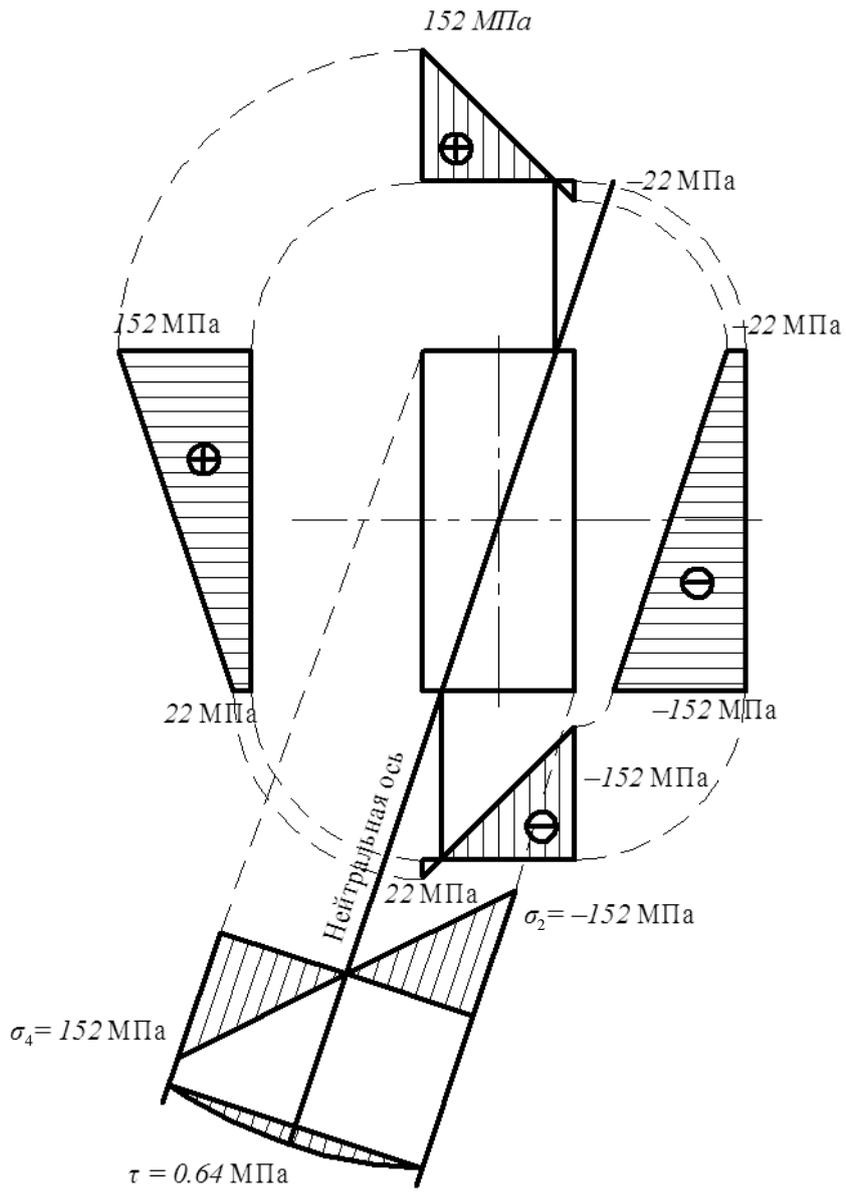


Рис. 8

Касательные напряжения вычисляем по преобразованной формуле Журавского для максимальных напряжений в прямоугольном сечении отдельно от Q_y и Q_z :

$$\tau_z = \frac{3 Q_z}{2 bh} = \frac{3 P_1}{2 bh} = \frac{3 (-3 \cdot 10^{-3})}{2 \cdot 0,065 \cdot 0,13} = -0,5 \text{ МПа};$$

$$\tau_y = \frac{3 Q_y}{2 bh} = \frac{3 P_2}{2 bh} = \frac{3 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,065 \cdot 0,13} = 0,4 \text{ МПа}.$$

Суммарное касательное напряжение равно геометрической сумме этих напряжений, а наибольшее касательное напряжение будет в центре стержня:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\tau_y^2 + \tau_z^2} = \sqrt{(-0,5)^2 + 0,4^2} = 0,64 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{изг}} = 152 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 160 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

Второй стержень работает на изгиб в двух плоскостях с кручением и растяжением (см. рис. 3; 5). Поперечное сечение стержня круглое, поэтому изгиб будет плоским под действием результирующего момента:

$$M_{\text{изг}} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = \sqrt{(P_2 l_2)^2 + (P_1 l_1)^2} = \sqrt{6^2 + 12^2} = 13,4 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

При плоском изгибе нейтральная ось перпендикулярна результирующему моменту, поэтому её положение легко определяется.

В наиболее удаленных точках от нейтральной оси будут наибольшие нормальные напряжения изгиба $\sigma_{\text{изг}}$. Наибольшие касательные напряжения при кручении $\tau_{\text{кр}}$ будут на окружности стержня. Кроме того, под действием перерезывающей силы возникают касательные напряжения $\tau_{\text{изг}}$, достигающие максимума в центре стержня, и от нормальной силы – равномерно распределенные по сечению нормальные напряжения σ_N .

Эпюры распределения всех напряжений приведены на рис. 9. Напряжения от перерезывающей и нормальной сил значительно меньше напряжений от изгибающего и крутящего моментов, поэто-

му опасными будут точки, наиболее удаленные от нейтральной оси (точки А и Б на рис. 9). Здесь материал находится в условиях плоского напряженного состояния.

Условие прочности по IV теории прочности имеет вид:

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

при $\sigma = \sigma_{изг} + \sigma_N = \frac{M_{изг}}{W} + \frac{N}{F}$ и $\tau = \tau_{кр} = \frac{M_x}{W_p} = \frac{M_x}{2W}$,

где W – момент сопротивления относительно оси, W_p – полярный момент сопротивления.

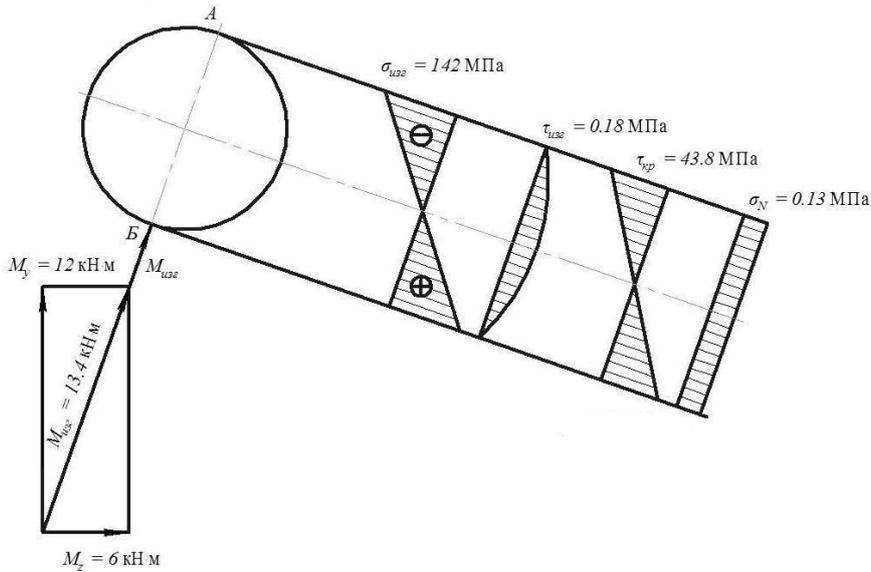


Рис. 9

При подборе сечения напряжениями от нормальной силы, ввиду их малой величины, можно пренебречь, тогда предварительное условие прочности примет вид:

$$\frac{\sqrt{M_{изг}^2 + 0,75M_x^2}}{W} \leq [\sigma],$$

или

$$\frac{\sqrt{M_y^2 + M_z^2 + 0,75M_x^2}}{0,1d^3} \leq [\sigma],$$

отсюда

$$d = \sqrt[3]{\frac{(\sqrt{6^2 + 12^2 + 0,75 \cdot 8^2}) \cdot 10^{-3}}{0,1 \cdot 160}} = 0,097 \text{ м.}$$

Вычислим нормальные и касательные напряжения (рис. 9).

Наибольшее нормальное напряжение от изгиба:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W} = \frac{13,4 \cdot 10^{-3}}{0,1 \cdot 0,097^3} = 142 \text{ МПа.}$$

Наибольшее касательное напряжение при изгибе:

$$\tau_{\text{изг}} = \frac{4Q}{3F} = \frac{4 \cdot (2000) \cdot 10^{-3}}{3 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,097^2}{4}} = 0,18 \text{ МПа.}$$

Наибольшее касательное напряжение при кручении:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_x}{W_p} = \frac{8 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 0,097^3} = 43,8 \text{ МПа}$$

Нормальное напряжение от продольной силы:

$$\sigma_N = \frac{N}{F} = \frac{3 \cdot 10^{-3}}{\frac{3,14 \cdot 0,097^2}{4}} = 0,13 \text{ МПа}$$

Из расчетов видно, что σ_N и $\tau_{\text{изг}}$ действительно значительно меньше $\sigma_{\text{изг}}$ и $\tau_{\text{кр}}$. Строго говоря, нормальная сила смещает нейтральную ось от центра тяжести сечения. Определить новое положение нейтральной оси можно графически по суммарной эпюре нормальных напряжений или вычислить аналитически.

Обозначим смещение нейтральной оси с центра тяжести через u . Нормальные напряжения на нейтральной оси равны нулю. Тогда уравнение примет вид:

$$-\frac{M_{\text{изг}}u}{J} + \frac{N}{F} = 0,$$

отсюда

$$u = \frac{N \cdot \frac{\pi d^4}{64}}{M_{изг} \cdot \frac{\pi d^4}{4}} = \frac{3 \cdot 0.097^2}{13.4 \cdot 16} = 1.3 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

Эпюры напряжений приведены на рис.10.

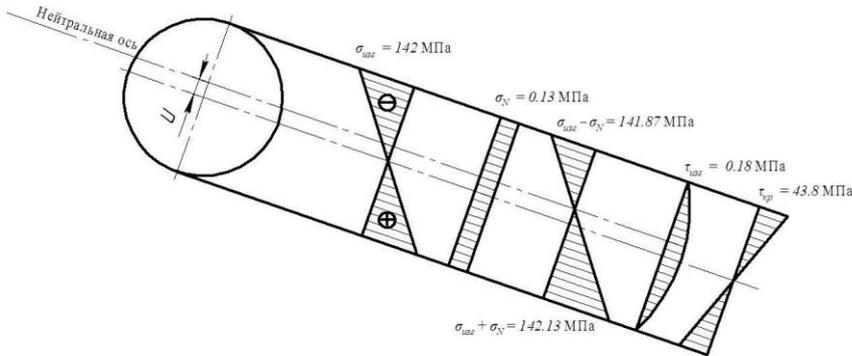


Рис. 10

Для окончательной проверки подставим вычисленные напряжения в условие прочности $\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$:

$$\sqrt{(\sigma_{изг} + \sigma_N)^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma], \quad \sqrt{142,13^2 + 3 \cdot 43,8^2} = 161 \text{ МПа}.$$

При этом перегруз конструкции составляет 0,6%, что меньше допустимых 5%, т.е. условие прочности выполнено.

Третий стержень работает также на изгиб с кручением и растяжением, поэтому все расчеты аналогичны расчетам, выполненным для второго стержня.

Опасным будет сечение в заделке. Условие прочности по III теории прочности имеет вид:

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma].$$

Пренебрегая напряжениями от нормальной силы, получим

$$\frac{\sqrt{M_z^2 + M_y^2 + M_x^2}}{W} \leq [\sigma],$$

отсюда

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10^{-3} \sqrt{(-26)^2 + 8^2 + 12^2}}{0,1 \cdot 160}} = 0,27 \text{ м.}$$

Наибольшее нормальное напряжение при изгибе

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{\sqrt{M_z^2 + M_y^2}}{W} = \frac{(\sqrt{(-26)^2 + 8^2}) \cdot 10^{-3}}{0,1 \cdot 0,27^3} = 13,8 \text{ МПа.}$$

Наибольшее касательное напряжение при изгибе

$$\tau_{\text{изг}} = \frac{4 Q}{3 F} = \frac{4}{3} \frac{-8 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,27^2} = -0,01 \text{ МПа.}$$

Наибольшее касательное напряжение при кручении

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_x}{W_p} = \frac{12 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 0,27^3} = 3,05 \text{ МПа.}$$

Нормальное напряжение от продольной силы

$$\sigma_N = \frac{N}{F} = \frac{2 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,27^2} = 0,04 \cdot 10^{-3} \text{ МПа.}$$

Обозначим смещение нейтральной оси от центра тяжести через u . Нормальные напряжения на нейтральной оси равны нулю. Тогда уравнение примет вид:

$$-\frac{M_{\text{изг}} u}{J} + \frac{N}{F} = 0,$$

отсюда

$$u = \frac{N \cdot \frac{\pi d^4}{64}}{M_{\text{изг}} \cdot \frac{\pi d^4}{4}} = \frac{2 \cdot 0,27^2}{27,2 \cdot 16} = 0,0003 = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Эпюры напряжений приведены на рис.11.

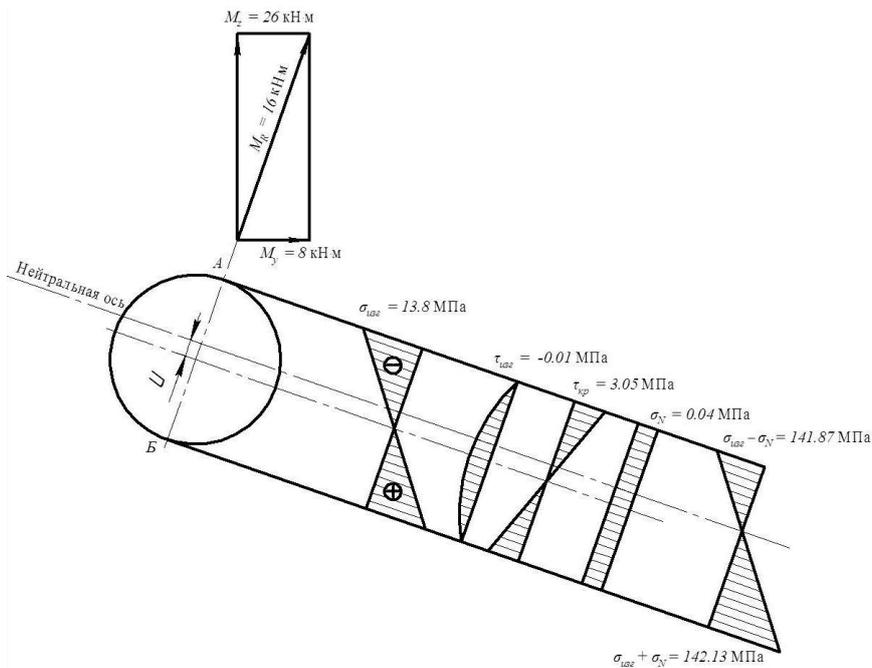


Рис.11

Вычисленные напряжения подставим в условие прочности:

$$\sigma = \sigma_{изг} + \sigma_N = 13,8 + 0,04 = 13,84 \text{ МПа};$$

$$\tau = \tau_{кр} = 3,05 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполнено:

$$\sqrt{13,8^2 + 4 \cdot 3,05^2} = 15,08 \text{ МПа},$$

что значительно меньше допускаемого $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$.

3. ВЫБОР НАИБОЛЕЕ ЭКОНОМИЧНОГО ПРОФИЛЯ СЕЧЕНИЯ СТЕРЖНЯ

Пусть в рамках рассматриваемого примера площадь поперечного сечения стержня на всех трех участках одинакова. Необходимо выбрать наиболее экономичный, с точки зрения металлоемко-

сти, профиль из следующих трех: круглый; прямоугольный с соотношением сторон $h/b=2$; трубчатый с соотношением диаметров $d/D=0,75$ (здесь D, d – соответственно наружный и внутренний диаметры).

На основании построенных эпюр (см. рис. 5) определим опасное сечение стержня. Для нашего примера оно будет находиться в точке с наибольшими значениями изгибающего и крутящего моментов, т.е. в заделке. Стержень на этом участке работает на изгиб в двух плоскостях с кручением и растяжением.

Условие прочности (по III теории прочности) имеет вид:

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma],$$

где

$$\sigma = \sigma_{\text{изг}} + \sigma_{\text{раст}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W} + \frac{N}{F};$$

$$\tau = \tau_{\text{кр}} = \frac{M_x}{W_p} = \frac{M_x}{2W}.$$

При подборе сечения напряжениями от нормальной силы N , ввиду их малости, можно пренебречь, тогда условие прочности примет вид:

$$\frac{\sqrt{M_z^2 + M_y^2 + M_x^2}}{W} \leq [\sigma],$$

откуда

$$W \geq \frac{\sqrt{M_z^2 + M_y^2 + M_x^2}}{[\sigma]} = \frac{10^{-3} \cdot \sqrt{(-26)^2 + 8^2 + 12^2}}{160} = 186 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Определим площади поперечных сечений для различных профилей стержня.

Для круга:

$$W = 0,1d^3;$$

$$d = \sqrt[3]{10W} = \sqrt[3]{186 \cdot 10^{-6}} = 0.123 \text{ м};$$

$$F_1 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.123^2}{4} = 1.2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Для прямоугольника:

$$W = \frac{bh^2}{6};$$

$$h = \sqrt[3]{12W} = \sqrt[3]{0,0022} = 0,13 \text{ м},$$

тогда $b = h/2 = 0,065 \text{ м}^2$; $F_2 = bh = 8,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

Для трубчатого сечения:

$$W = \frac{\pi D^3}{32}(1 - \alpha^4),$$

где $\alpha = d/D = 0,75$,

тогда

$$D = \sqrt[3]{\frac{32W}{\pi(1 - \alpha^4)}} = \sqrt[3]{0,0019} = 0,14 \text{ м};$$

$$d = 0,75D = 0,105 \text{ м};$$

$$F_3 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Таким образом, наименьшую площадь поперечного сечения имеет трубчатый профиль, т.е. он является наиболее экономичным по металлоемкости.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Построение эпюр нормальных и перерезывающих сил, изгибающих и крутящих моментов для пространственной стержневой конструкции.....	4
2. Расчет напряжений и определение размеров поперечных сечений стержней.....	11
3. Выбор наиболее экономичного профиля сечения стержня	19
4. Контрольное задание и расчетные схемы.....	21
5. Рекомендуемая литература	27