Государственный комитет РФ по высшему образованию

Санкт-Петербургский государственный горный институт
имени Г.В.Плеханова (технический университет)

Кафедра строительной механики

СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ.

РАСЧЕТ СТЕРЖНЕВОЙ КОНСТРУКЦИИ НА СЛОЖНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

Методические указания к расчетно-графической работе
для студентов специальности 17.01

Санкт-Петербург
1994

УДК 620.10(075.83)

СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ. РАСЧЕТ СТЕРЖНЕВОЙ КОНСТРУКЦИИ НА СЛОЖНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ: Методические указания к расчетно-графической работе / Санкт-Петербургский горный ин-т. Сост.: Е.Н.Тарасенко, Л.К.Горшков, Н.И.Николаев. СПб, 1994. 23 с.

В методических указаниях изложены правила построения эпюр поперечных сил, нормальных сил, изгибающих и крутящих моментов при сложном сопротивлении, рассмотрены примеры практического расчета ломаного стержня с выбором оптимального профиля поперечного сечения.

Методические указания предназначены для студентов специальности 17.01 "Горные машины и оборудование" и других горно-буровых и строительных специальностей.

Табл.1. Ил. 32.

Научный редактор проф. Н.Н.Кайдалов

I. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ

К сложному сопротивлению относятся те виды деформаций, при которых стержни испытывают одновременно несколько 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 от одной группы нагрузок не влияют на деформации, вызванные остальными нагрузками. Поэтому для вычисления полных напряжений и деформаций можно применить принцип сложения действия сил, т.е. геометрически суммировать напряжения и деформации, соответствующие простым деформациям.

Для каждого стержня продольную ось обозначим 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 поперечным силам Q_y и Q_z, крутящему моменту $M_{кр}$ и двум изгибающим: M_y и M_z.

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

Поперечные силы Q_y и Q_z в сечении равны соответственно проекции всех внешних сил, расположенных по одну сторону от сечения, на оси y и z.

Крутящий момент $M_{кр}$ в сечении равен сумме моментов всех внешних сил, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения, относительно продольной оси x.

Изгибающие моменты M_y и M_z в сечении равны сумме 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, Q, $M_{кр}$ и $M_{изг}$.

При построении эпюр условимся о следующих правилах знаков.

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

2. Для поперечных сил. Внешние силы, направленные вверх, для левой части дают положительную поперечную силу, для правой – отрицательную.

3. Для изгибающих моментов. Не принимается определенного правила знаков. При построении эпюр ординаты моментов откладывают по направлению деформаций.

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

2. ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР НОРМАЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ СИЛ, ИЗГИБАЮЩИХ И КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ

Построение эпюр N, Q, $M_{из}$ и $M_{кр}$ рассмотрим на следующем примере.

Система стержней, соединенных как показано на рис.1,а, нагружена силами $P_1 = 3$ т, $P_2 = 2$ т и $P_3 = 5$ т. 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) – круглое сечение.

Для данного ломаного бруса можно не определять реакции в заделке, если все участки рассматривать со свободного конца. При этом обход участков будем осуществлять со стороны контура, обозначенного на рис.1,б пунктиром.

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

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

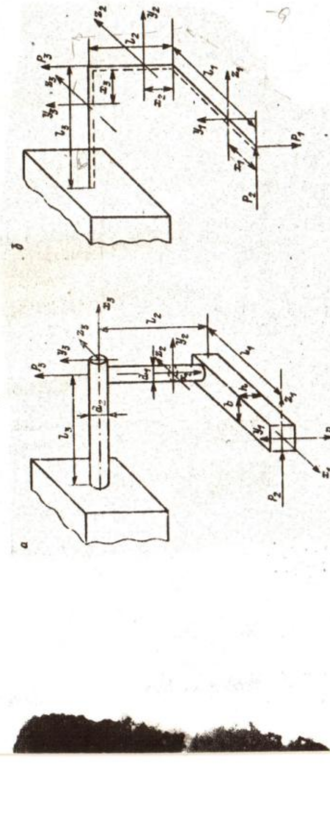


Рис.1

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

в вертикальной плоскости

$$Q_y = P_1 = 3 \text{ т},$$

в горизонтальной плоскости

$$Q_z = -P_2 = -2 \text{ т}$$

и изгибающие моменты

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

Оба момента зависят от координаты x_1 в первой степени, следовательно, изгибающие моменты изменяются по линейному закону.

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

При постро нии эпюр (рис.2) моменты откладываем по направлению деформаций, т.е. M_z – вниз, а M_y – вправо.

Нормальная сила N_x и крутящий момент M_x на этом участке равны нулю.

Второй стержень. Возьмем второе сечение на расстоянии x_2 от начала этого стержня.

Внешние силы P_1 и P_2 в этом сечении приведутся к следующим внутренним:

нормальная сила $N_x = P_1 = 3$ т (растягивающая);

поперечная сила $Q_y = -P_2 = -2$ т в плоскости чертежа, а $Q_z = 0$.

Относительно оси y сила P_1 образует постоянный изгибающий момент $M_y = P_1 l_1 = 3 \cdot 4 = 12$ т·м.

Относительно оси z стержень изгибается силой P_2: $M_z = P_2 x_2$, $0 \leq x_2 \leq l_2$; при $x_2 = 0$ $M_z = 0$; $x_2 = l_2$ $M_z = P_2 l_2 = 6$ т·м. От действия силы P_2 стержень еще испытывает кручение $M_{кр} = P_2 l_1 = 2 \cdot 4 = 8$ т·м.

Внутренние усилия во втором стержне можно определить и другим способом.

Приведем все внешние силы к центру тяжести стержня (рис.3,а). Для этого приложим равные и противопол[illegible] направ-

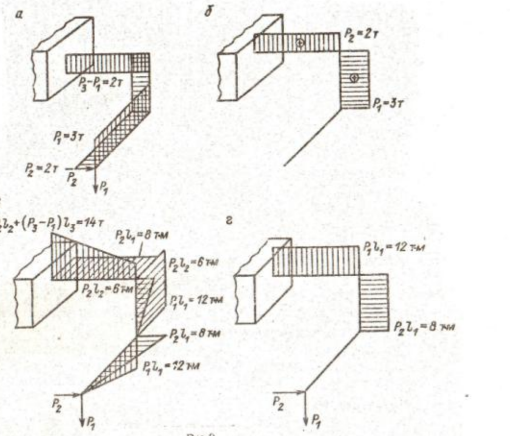


Рис.2

ленные силы P_1 и P_2, тогда к концу 2-го стержня будут приложены растягивающая сила P_1, момент $M_y = P_1 l_1$, изгибающий стержень относительно оси y, крутящий момент $M_{кр} = P_2 l_1$ и сила P_2, под действием которой возникает поперечная сила и момент, изгибающий стержень относительно оси z (рис.3,б).

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

нормальная сила $N_x = P_2 = 2$ т;

поперечная сила $Q_y = P_1 - P_3 = 3 - 5 = -2$ т, $Q_z = 0$;

крутящий момент $M_{кр} = P_1 l_1 = 3 \cdot 4 = 12$ т·м;

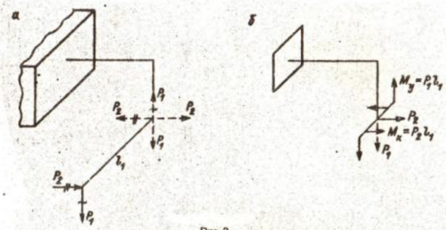


Рис.3

изгибающие моменты $M_y = P_2 l_1 = 2 \cdot 4 = 8$ т·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 $x_3 = 0$ $M_z = P_2 l_2 = 6$ т·м, если $x_3 = l_3$ $M_z = P_2 l_2 + (P_3 - P_1) l_3 = 6 + 8 = 14$ т·м. Вычисленные величины внутренних усилий откладываем на соответствующих эпюрах (рис.2).

При построении эпюр для 3-го стержня можно все внешние силы привести к центру тяжести правого конца данного стержня (рис.3,а). Для этого приложим две равные и противоположно направленные силы P_2.

В результате переноса на правом конце стержня будет действовать растягивающая сила P_2, момент $M_{кр} = P_1 l_1$ – закручивающий стержень, момент $M_y = P_2 l_1$ – изгибающий стержень относительно оси y, момент $M_z = P_2 l_2$ – изгибающий относительно оси z и сила $(P_3 - P_1)$, действующая параллельно оси z.

Эпюры N, Q, $M_{изг}$ и $M_{кр}$ приведены на рис.2.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ПОПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЙ И ВЫЧИСЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ

Определение размеров поперечных сечений рассмотрим на примере ломаного бруса.

На основании построенных эпюр определяем вид деформаций стержней.

Первый стержень работает на косой изгиб (см. рис.I,а; 2,в), 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.4.

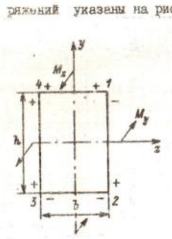


Рис.4

Напишем условие прочности для опасных точек 2 и 4:

$$\frac{M_{z\,max}}{W_z} + \frac{M_{y\,max}}{W_y} \leq [\sigma].$$

Для нашего случая

$$\frac{P_1 l_1}{\frac{b h^2}{6}} + \frac{P_2 l_1}{\frac{b^2 h}{6}} \leq [\sigma]$$

или

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

По условию $h/b = 2$, тогда

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

откуда

$$h \geq \sqrt[3]{\frac{12(P_1 l_1 + 2 P_2 l_1)}{[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{12(12 + 2 \cdot 8) \cdot 10^5}{1600}} = 27,4 \text{ см}.$$

$$b = \frac{h}{2} = \frac{27,4}{2} = 13,7 \text{ см.}$$

Вычислим нормальные напряжения в точках I-4:

$$\sigma_{1,2,3,4} = \pm\frac{P_1 l_1}{\frac{bh^2}{6}} \pm \frac{P_2 l_1}{\frac{b^2h}{6}} = \pm\frac{12\cdot10^5}{\frac{13,7\cdot27,4^2}{6}} \pm \frac{8\cdot10^5}{\frac{13,7^2\cdot27,4}{6}} =$$

$$= \pm700\pm900;$$

$$\sigma_1 = +700 - 90 = -200 \text{ кг/см}^2;$$
$$\sigma_2 = -700 - 900 = -1600 \text{ кг/см}^2;$$
$$\sigma_3 = -700 + 900 = 200 \text{ кг/см}^2;$$
$$\sigma_4 = +700 + 900 = 1600 \text{ кг/см}^2.$$

Построим эпюры напряжений по контуру сечения. Положительные напряжения откладываем наружу от контура (рис.5).

На нейтральной оси нормальные напряжения равны нулю. По эпюрам σ можно определить нулевые точки на контуре сечения и через них провести нейтральную ось (рис.5).

Касательные напряжения вычисляем по формуле Журавского для прямоугольного сечения отдельно от Q_y и Q_z:

$$\tau_y = \frac{3}{2}\,\frac{Q_y}{bh} = \frac{3}{2}\,\frac{P_1}{bh} = \frac{3}{2}\,\frac{3\cdot10^3}{13,7\cdot27,4} = 9,5 \text{ кг/см}^2;$$

$$\tau_z = \frac{3}{2}\,\frac{Q_z}{bh} = \frac{3}{2}\,\frac{P_2}{bh} = \frac{3}{2}\,\frac{2\cdot10^3}{13,7\cdot27,4} = 6 \text{ кг/см}^2.$$

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

$$\tau_{max} = \sqrt{\tau_y^2 + \tau_z^2} = \sqrt{9,5^2 + 6^2} = 11,2 \text{ кг/см}^2.$$

Второй стержень работает на изгиб в двух плоскостях с кручением и растяжением (см. рис.1,а; 2,в). Поперечное сечение стержня круглое, поэтому изгиб будет плоским под действием результирующего момента:

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

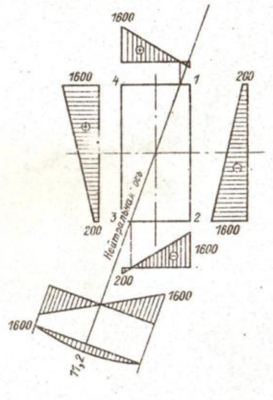


Рис.5

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

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

Эпюры распределения всех напряжений приведены на рис.6.

Напряжения от поперечной и нормальной сил значительно меньше напряжений от изгибающего и крутящего моментов, поэтому опасными будут точки, наиболее удаленные от нейтральной оси

(точки А и Б на рис.6). Здесь материал находится в условиях плоского напряженного состояния.

Условие прочности по IУ теории прочности имеет вид

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

где

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

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

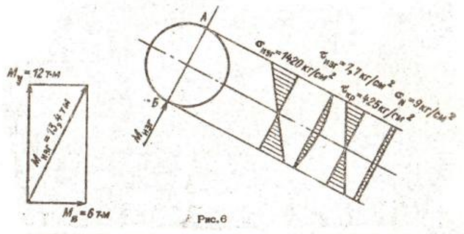


Рис.6

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

$$\frac{\sqrt{M_{изг.}^2 + 0,75M_{кр}^2}}{W} \le [\sigma]$$

или

$$\frac{\sqrt{M_y^2 + M_z^2 + 0,75M_{кр}^2}}{0,1d^3} \le [\sigma].$$

Отсюда

$$d = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{6^2 + 12^2 + 0,75\cdot8^2}\cdot10^5}{0,1\cdot1600}} = 21 \text{ см.}$$

Вычислим нормальные и касательные напряжения (рис.6).

Наибольшее нормальное напряжение от изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W} = \frac{13,4\cdot10^5}{0,1\cdot21^3} = 1420 \text{ кг/см}^2.$$

Наибольшее касательное напряжение при изгибе

$$\tau_{изг} = \frac{4}{3}\,\frac{Q}{F} = \frac{4\cdot2000}{3\cdot\frac{3,14\cdot21^2}{4}} = 7,7 \text{ кг/см}^2.$$

Наибольшее касательное напряжение при кручении

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{8\cdot10^5}{0,2\cdot21^3} = 425 \text{ кг/см}^2.$$

Нормальное напряжение от продольной силы

$$\sigma_N = \frac{N}{F} = \frac{3000}{\frac{3,14\cdot21^2}{4}} = 9 \text{ кг/см}^2.$$

Из расчетов видно, что σ_N и $\tau_{изг}$ действительно значительно меньше $\sigma_{изг}$ и $\tau_{кр}$. Строго говоря, нормальная сила смещает нейтральную ось с центра тяжести сечения. Определить новое положение нейтральной оси можно графически по суммарной эпюре нормальных напряжений (рис.7) и вычислить аналитически.

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

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

отсюда

$$u = \frac{N\,J}{M_{изг}\,F} = \frac{N\frac{\pi d^4}{64}}{M_{изг}\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{3000\cdot21^2}{13,4\cdot10^5\cdot16} = 6\cdot10^{-2} \text{ см.}$$

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

$$\sqrt{(\sigma_{изг}+\sigma_N)^2+3\tau_{кр}^2} \leqslant [\sigma], \quad \sqrt{1429^2+3\cdot425^2} = 1595 \text{ кг/см}^2.$$

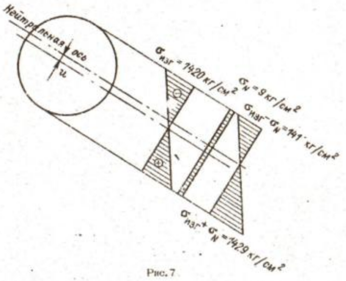


Рис.7

Условие прочности выполнено: $1595 \text{ кг/см}^2 < 1600 \text{ кг/см}^2$.

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 третьей теории прочности имеет вид

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

пренебрегая напряжениями от нормальной силы, получим

$$\frac{\sqrt{M_z^2+M_y^2+M_{кр}^2}}{W} \leqslant [\sigma].$$

Отсюда

$$d \geqslant \sqrt{\frac{10^5\sqrt{14^2+8^2+12^2}}{0,1\cdot1600}} = 23,2 \text{ см}.$$

Наибольшее нормальное напряжение при изгибе

$$\sigma_{изг} = \frac{\sqrt{M_z^2+M_y^2}}{W} = \frac{\sqrt{14^2+8^2}\cdot10^5}{0,1\cdot23,2^3} = 1270 \text{ кг/см}^2.$$

Наибольшее касательное напряжение при изгибе

$$\tau_{изг} = \frac{4}{3}\frac{Q}{F} = \frac{4}{3}\frac{2\cdot10^3}{\frac{3,14\cdot23,2^2}{4}} = 6 \text{ кг/см}^2.$$

Наибольшее касательное напряжение при кручении

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_р} = \frac{12\cdot10^5}{0,2\cdot23,2^3} = 480 \text{ кг/см}^2.$$

Нормальное напряжение от продольной силы

$$\sigma_N = \frac{N}{F} = \frac{2\cdot10^3}{\frac{3,14\cdot23,2^2}{4}} = 4 \text{ кг/см}^2.$$

Эпюры напряжений приведены на рис.8.

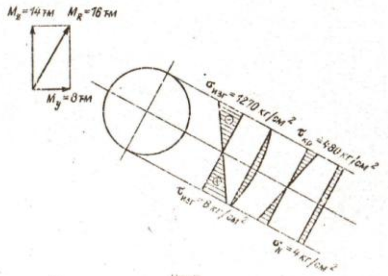


Рис.8

Вычисленные напряжения подставим в условие прочности $\sqrt{\sigma^2+4\tau^2} \leqslant [\sigma]$:

$$\sigma = \sigma_{изг}+\sigma_N = 1270+4 = 1274 \text{ кг/см}^2;$$

$$\tau = \tau_{кр} = 480 \text{ кг/см}^2.$$

Условие прочности выполнено: $\sqrt{1274^2+4\cdot480^2} = 1600 \text{ кг/см}^2$.

4. ВЫБОР НАИБОЛЕЕ ЭКОНОМИЧНОГО ПРОФИЛЯ СТЕРЖНЯ

Пусть в условии рассматриваемого примера профиль поперечного сечения стержня на всех трех участках одинаков. Необходимо выбрать наиболее экономичный с точки зрения металлоемкости профиль из следующих трех: круглый, прямоугольный с соотношением сторон $h/b = 2$, трубчатый с соотношением диаметров $d/D = 0,75$ (здесь d – внутренний, D – наружный диаметры).

На основании построенных эпюр (см. рис.2) 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

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

где

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

$$\tau = \tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_р} = \frac{M_{кр}}{2W}.$$

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

$$\frac{\sqrt{M_z^2+M_y^2+M_{кр}^2}}{W} \leqslant [\sigma].$$

Отсюда

$$W \geqslant \frac{\sqrt{M_z^2+M_y^2+M_{кр}^2}}{[\sigma]} = 10^5\frac{\sqrt{14^2+8^2+12^2}}{1600} = 1250 \text{ см}^3.$$

Определим площади поперечных сечений для различных профилей стержня.

Для круга:

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

$$d = \sqrt[3]{10W} = \sqrt[3]{12500} = 23,2 \text{ см};$$

$$F_1 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{1690}{4} = 422,5 \text{ см}^2.$$

Для прямоугольника:

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

$$h = \sqrt[3]{12W} = \sqrt[3]{15000} = 24,6 \text{ см},$$

тогда

$$b = h/2 = 12,3; \quad F_2 = bh = 24,6\cdot12,3 = 302,5 \text{ см}^2.$$

Для трубчатого сечения:

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

где $\alpha = d/D = 0,75$, тогда

$$D = \sqrt[3]{\frac{32W}{\pi(1-\alpha^4)}} = \sqrt[3]{18734} = 26,5 \text{ см};$$

$$d = 0,75D = 19,9 \text{ см}; \quad F_3 = \frac{\pi}{4}(D^2-d^2) = 0,785\cdot306,24 = 240 \text{ см}^2.$$

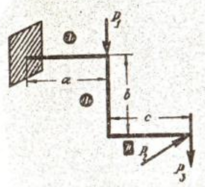
Таким образом, наименьшую площадь поперечного сечения имеет трубчатый профиль, т.е. он является наиболее экономичным по металлоемкости.

5. КОНТРОЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ

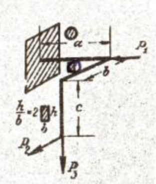
Контрольное задание состоит из 24 вариантов заданий, заключающихся в определении опасного сечения пространственной конструкции из стержневых брусков различных форм (круглых и прямоугольных). После определения опасного сечения необходимо подобрать рациональную форму бруса исходя из допустимой прочности материала. Исходные данные для выполнения контрольного задания приведены в таблице.

Номер варианта	a, м	b, м	c, м	P_1, т	P_2, т	P_3, т	$\frac{h}{b}$	$\frac{d}{D}$
1	2	1	1,5	1,0	0,5	2,5	2	0,7
2	1,5	2	2	0,5	1,0	2,0	1	0,5
3	2	1,5	2	1,5	1,5	2,0	1,5	0,2
4	1	1	2,5	2,0	1,0	1,5	1,75	0,8
5	1	2,5	1	1,0	2,0	1,5	1	0,65
6	2	2	2	1,5	1,0	2,0	1,25	0,55
7	2,5	1	1	0,5	1,5	2,5	0,5	0,4
8	1,5	2,5	2	1,0	2,0	0.5	0,75	0,3
9	1	2	1	0,5	1,0	3,0	1	0,85
10	0,5	2	1,5	1,5	0,5	2,0	1,5	0,9
11	2	1	0,5	2,0	1,0	0,5	2	0,45
12	1,5	1	2	1,0	3,0	1,5	0,5	0,7
13	2,5	0,5	1	2,0	1,5	1,0	1,75	0,65
14	1	2	0,5	0,5	2,0	1,0	0,5	0,65
15	2	2	2	1,0	2,5	0,5	1,5	0,6
16	0,5	1,5	2	0,5	2,5	0,5	1	0,85
17	1	1	1	2,5	0,5	2,5	1,25	0,9
18	1	2,5	2	1,0	2,5	0,5	1,5	0,65
19	0,5	1,5	2,5	1,0	1,5	1,0	2	0,55
20	2,5	0,5	1,5	0,5	1,5	3,0	1	0,5
21	2,0	1,5	1,5	2,5	1,5	0,5	0,5	0,45
22	1,5	1,5	1,5	3,0	0,5	1,5	0,5	0.85
23	1	0,5	1	2,0	3,0	0,5	1,5	0,65
24	2,5	1	0,5	2,5	1,0	2,5	1	0,8

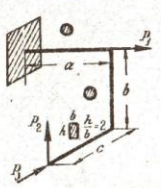
Вариант I



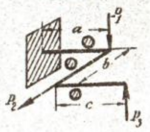
Вариант 2



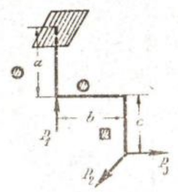
Вариант 3



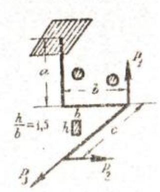
Вариант 4



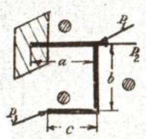
Вариант 5



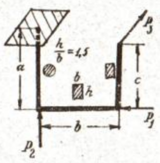
Вариант 6



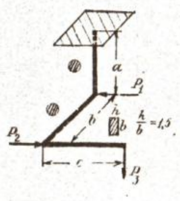
Вариант 7



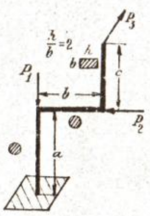
Вариант 8



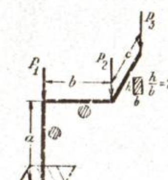
Вариант 9



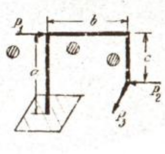
Вариант I0



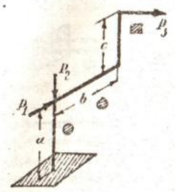
Вариант II



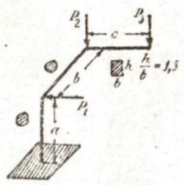
Вариант I2



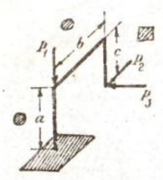
Вариант I3



Вариант I4

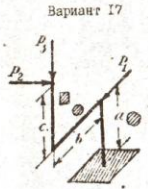


Вариант I5

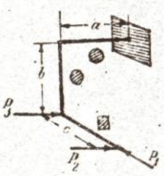


Вариант I6

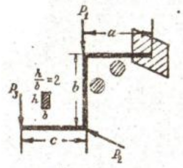
Вариант I7



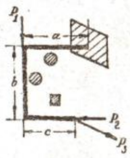
Вариант I8



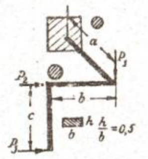
Вариант I9



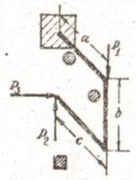
Вариант 20



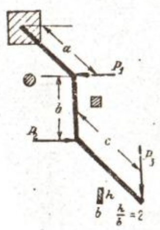
Вариант 2I



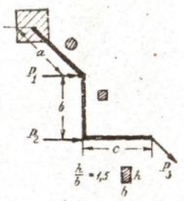
Вариант 22



Вариант 23



Вариант 24



ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Общие понятия 3
2. Построение эпюр нормальных и поперечных сил, изгибающих и крутящих моментов 4
3. Определение размеров поперечных сечений и вычисление напряжений 8
4. Выбор наиболее экономичного профиля стержня 16
5. Контрольное задание 18