

СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ КУРС ЛЕКЦИЙ

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Предисловие</i>	
1. Введение	
1.1. Задачи и методы сопротивления материалов	
1.2. Реальный объект и расчетная схема.....	
1.3. Внешние и внутренние силы. Метод сечений.....	
1.4. Напряжения.....	
1.5. Перемещения и деформации.....	
1.6. Закон Гука и принцип независимости действия сил.....	
2. Растяжение и сжатие	
2.1. Внутренние силы и напряжения.....	
2.2. Удлинение стержня и закон Гука.....	
2.3. Пример расчета (задача № 1).....	
2.4. Потенциальная энергия деформации.....	
2.5. Статически определимые и статически неопределимые системы.....	
2.6. Напряженное и деформированное состояние при растяжении и сжатии.....	
2.7. Основные механические характеристики материалов.....	
2.8. Общие принципы расчета конструкции.....	
2.9. Пример расчета (задача № 2).....	
3. Геометрические характеристики поперечных сечений бруса	
3.1. Статические моменты сечения.....	
3.2. Моменты инерции сечения.....	
3.3. Главные оси и главные моменты инерции.....	
3.4. Пример расчета (задача № 3).....	
4. Кручение	
4.1. Кручение бруса с круглым поперечным сечением.....	
4.2. Кручение бруса с некруглым поперечным сечением.....	
4.3. Пример расчета (задача № 4).....	
4.4. Кручение тонкостенного бруса.....	
4.5. Пример расчета (задача № 5).....	

5. Изгиб.....	
5.1. Внутренние усилия в поперечных сечениях бруса.....	
5.2. Основные дифференциальные соотношения теории изгибе....	
5.3. Напряжения при чистом изгибе.....	
5.4. Примеры расчетов	
5.4.1. Схема I. Консольная балка (задача № 6).....	
5.4.2. Схема II. Двухопорная балка (задача № 7).....	
5.4.3. Схема III. Плоская рама (задача № 8).....	
5.5. Касательные напряжения при поперечном изгибе	
Главные напряжения при изгибе.....	
5.6. Пример расчета (задача № 9).....	
5.7. Перемещения при изгибе. Метод начальных параметров.....	
5.8. Пример расчета (задача № 10).....	
5.9. Косой изгиб.....	
5.10. Пример расчета (задача № 11).....	
5.11. Внецентренное растяжение и сжатие.....	
5.12. Пример расчета (задача № 12).....	
5.13. Теории прочности.....	
5.14. Пример расчета (задача № 13).....	
6. Расчет статически неопределимых систем методом сил.....	
6.1. Стержневые системы. Степень статической неопределимости.....	
6.2. Определение перемещений методом Мора.....	
6.3. Метод сил.....	
6.4. Пример расчета (задача № 14).....	
7. Устойчивость прямых стержней.....	
7.1. Понятие об устойчивости. Задача Эйлера.....	
7.2. Границы применимости решения Эйлера Формула Ясинского.....	
7.3. Расчет сжатых стержней на устойчивость.....	
7.4. Пример расчета (задача № 15).....	
7. Вопросы для самопроверки, задачи для самостоятельной и контрольных работ.....	
7.1. Введение.....	
7.2. Растяжение и сжатие.....	
7.3. Геометрические характеристики поперечных сечений бруса.	
7.4. Кручение.....	

- 7.5. Изгиб.....
- 7.6. Расчет статически неопределимых систем методом сил.....
- 7.7. Устойчивость прямых стержней.....

Приложения.....

- 1. Угольники равнобокие. Сталь прокатная. Сортамент.....
- 2. Балки двутавровые. Сталь прокатная. Сортамент.....
- 3. Швеллеры. Сталь прокатная. Сортамент.....

1. ВВЕДЕНИЕ

1.1. Задачи и методы сопротивления материалов

Сопротивление материалов – наука о прочности, жесткости и устойчивости элементов инженерных конструкций. Методами сопротивления материалов выполняются расчеты, на основании которых определяются необходимые размеры деталей машин и конструкций инженерных сооружений.

В отличие от теоретической механики сопротивление материалов рассматривает задачи, в которых наиболее существенными являются свойства твердых деформируемых тел, а законами движения тела как жесткого целого здесь пренебрегают. В то же время, вследствие общности основных положений, сопротивление материалов рассматривается как раздел механики твердых деформируемых тел.

В состав механики деформируемых тел входят также такие дисциплины, как: теория упругости, теория пластичности, теория ползучести, теория разрушения и др., рассматривающие, по существу, те же вопросы, что и сопротивление материалов. Различие между сопротивлением материалов и другими теориями механики твердого деформируемого тела заключается в подходах к решению задач.

Строгие теории механики деформируемого тела базируются на более точной постановке проблем, в связи с чем, для решения задач приходится применять более сложный математический аппарат и проводить громоздкие вычислительные операции. Вследствие этого возможности применения таких методов в практических задачах ограничены.

В свою очередь, методы сопротивления материалов базируются на упрощенных гипотезах, которые, с одной стороны, позволяют решать широкий круг инженерных задач, а с другой, получать приемлемые по точности результаты расчетов.

При этом главной задачей курса является формирование знаний для применения математического аппарата при решении прикладных задач, осмысления полученных численных результатов и поиска выбора наиболее оптимальных конструктивных решений. То есть данный предмет является базовым для формирования инженерного мышления и подготовки кадров высшей квалификации по техническим специализациям.

1.2. Реальный объект и расчетная схема

В сопротивлении материалов, как и во всякой отрасли естествознания, исследование вопроса о прочности или жесткости реального объекта

начинается с выбора расчетной схемы. Расчетная схема конструкции – его упрощенная схема, освобожденная от несущественных в данной задаче особенностей. Выбор расчетной схемы начинается со схематизации свойств материалов сооружения. В сопротивлении материалов принято рассматривать все материалы как *однородную сплошную среду*, независимо от их микроструктуры. Под однородностью материала понимают независимость его свойств от величины выделенного из тела объема. И хотя в действительности реальный материал, как правило, неоднороден (уже в силу его молекулярного строения), тем не менее указанная особенность не является существенной, поскольку в сопротивлении материалов рассматриваются конструкции, размеры которых существенно превышают не только межзатомные расстояния, но и размеры кристаллических зерен.

С понятием однородности тесно связано понятие *сплошности среды*, под которым подразумевают тот факт, что материал конструкции полностью заполняет весь отведенный ему объем, а значит в теле конструкции нет пустот.

Под действием внешних сил реальное тело меняет свои геометрические размеры. После снятия нагрузки геометрические размеры тела полностью или частично восстанавливаются. Свойство тела восстанавливать свои первоначальные размеры после разгрузки называется *упругостью*. При решении большинства задач в сопротивлении материалов принимается, что материал конструкций *абсолютно упругий*.

Обычно сплошная среда принимается *изотропной*, т.е. предполагается, что свойства тела, выделенного из нее, не зависят от его ориентации в пределах этой среды. Отдельно взятый кристалл материала анизотропен, но т.к. в объеме реального тела содержится бесконечно большое количество хаотично расположенных кристаллов, принимается, что материал изотропен.

При выборе расчетной схемы вводятся упрощения и в геометрию реального объекта. Основным упрощающим приемом в сопротивлении материалов является приведение геометрической формы тела к схемам бруса (стержня) или оболочки. Как известно, любое тело в пространстве характеризуется тремя измерениями. *Брусом* называется геометрический объект, одно из измерений которого (длина) много больше двух других. Геометрически брус может быть образован путем перемещения плоской фигуры вдоль некоторой кривой, как это показано на рис. 1.1.

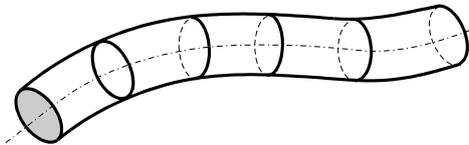


Рис. 1.1

Эта кривая называется *осью бруса*, а плоская замкнутая фигура, располагающая свой центр тяжести на оси бруса и нормальная к ней, называется его *поперечным сечением*. Брус может иметь как постоянное, так и

переменное поперечное сечение. Многие сложные конструкции на практике рассматриваются как комбинации элементов, имеющих форму бруса, поэтому в настоящей книге преимущественно рассматриваются методы расчета бруса как основного геометрического объекта изучения науки сопротивления материалов. Второй основной геометрической формой, рассматриваемой в сопротивлении материалов, является *оболочка*, под которой подразумевается тело, у которого одно из измерений (толщина) намного меньше, чем два других.

Для соединения отдельных частей конструкции между собой и передачи внешней нагрузки на основание на нее накладываются *связи*, ограничивающие перемещения тех точек сооружения, к которым они приложены. Связи могут ограничивать либо повороты точек сооружения, либо их линейные смещения, либо и то и другое.

1.3. Внешние и внутренние силы. Метод сечений

Силы являются мерилем механического взаимодействия тел. Если конструкция рассматривается изолированно от окружающих тел, то действие последних на нее заменяется силами, которые называются *внешними*. Внешние силы, действующие на тело, можно разделить на *активные* (независимые) и *реактивные*. Реактивные усилия возникают в связях, наложенных на тело, и определяются действующими на тело активными усилиями.

По способу приложения внешние силы делятся на *объемные* и *поверхностные*.

Объемные силы распределены по всему объему рассматриваемого тела и приложены к каждой его частице. В частности, к объемным силам относятся собственный вес сооружения, магнитное притяжение или силы инерции. Единицей измерения объемных сил является сила, отнесенная к единице объема – кН/м^3 .

Поверхностные силы приложены к участкам поверхности и являются результатом непосредственного контактного взаимодействия рассматриваемого объекта с окружающими телами. В зависимости от соотношения площади приложения нагрузки и общей площади поверхности рассматриваемого тела, поверхностные нагрузки подразделяются на сосредоточенные и распределенные. К первым относятся нагрузки, реальная площадь приложения которых несоизмеримо меньше полной площади поверхности тела (например, воздействие колонн на фундаментную плиту достаточно больших размеров можно рассматривать как действие на нее сосредоточенных усилий). Если же площадь приложения нагрузки сопоставима с площадью поверхности тела, то такая нагрузка рассматривается как распределенная. Сосредоточенные усилия измеряются в кН, а распределенные – кН/м^2 .

Взаимодействие между частями рассматриваемого тела характеризуется *внутренними силами*, которые возникают внутри тела под действием внешних нагрузок и определяются силами межмолекулярного воздействия.

Величины внутренних усилий определяются с применением *метода сечений*, суть которого заключается в следующем. Если при действии внешних сил тело находится в состоянии равновесия, то любая отсеченная часть тела вместе с приходящимися на нее внешними и внутренними усилиями также находится в равновесии, следовательно, к ней применимы уравнения равновесия.

Рассмотрим тело, имеющее форму бруса (рис. 1.2, а).

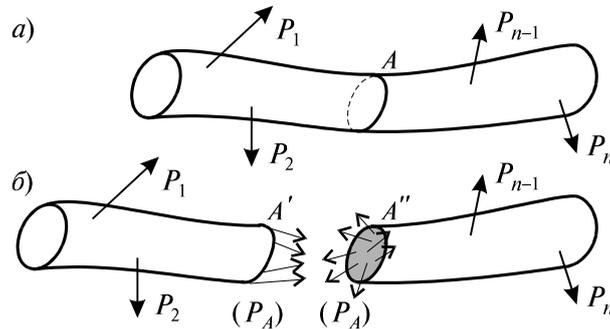


Рис. 1.2

Пусть к нему приложена некоторая система внешних сил $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$, удовлетворяющая условиям равновесия, т.е. при действии указанных внешних сил тело находится в состоянии равновесия.

Если расечь брус сечением A на две части и правую отбросить, то, т.к. связи между частями тела устранены, необходимо действие правой (отброшенной) части на левую заменить некоей системой внутренних сил (P_A), действующей в сечении A (рис. 1.2, б).

Обозначая через $P_{лев}$ и $P_{прав}$ суммы внешних сил, приложенных соответственно, к левой и правой частям бруса (относительно сечения A), и учитывая, что

$$P_{лев} + P_{прав} = 0 \quad (1.1)$$

для отсеченных частей бруса получим следующие очевидные соотношения:

$$P_{лев} + P_A = 0; \quad P_{прав} - P_A = 0. \quad (1.2)$$

Последние соотношения показывают, что равнодействующая внутренних сил P_A в сечении A может определяться с равным успехом из условий равновесия либо левой, либо правой частей рассеченного тела. В этом суть *метода сечений*.

Внутренние усилия должны быть так распределены по сечению, чтобы деформированные поверхности сечения A при совмещении правой и левой частей тела в точности совпадали. Это требование в механике твердого деформируемого тела носит название *условия неразрывности деформаций*.

Воспользуемся правилами статики и приведем систему внутренних сил P_A к центру тяжести сечения A в соответствии с правилами теоретической механики. В результате получим главный вектор сил \vec{R} и главный вектор момента \vec{M} (рис. 1.3). Далее выбираем декартову систему координат x, y, z с началом координат, совпадающим с центром тяжести сечения A . Ось z направим по нормали к сечению, а оси x и y расположим в плоскости сечения. Спроектировав главный вектор сил \vec{R} и главный момент \vec{M} на координатные оси x, y, z , получаем шесть составляющих: три силы N_z, Q_x, Q_y и три момента M_z, M_x, M_y , называемых внутренними силовыми факторами в сечении бруса.

Составляющая N_z называется нормальной, или продольной силой в сечении. Силы Q_x и Q_y называются поперечными усилиями. Момент M_z называется крутящим моментом, а моменты M_x и M_y – изгибающими моментами относительно осей x и y , соответственно.

При известных внешних силах все шесть внутренних силовых факторов в сечении определяются из шести уравнений равновесия, которые могут быть составлены для отсеченной части.

Пусть R^*, M^* – результирующая сила и результирующий момент действующие на отсеченной части тела. Если тело при действии полной системы внешних сил находится в равновесном состоянии, то условия равновесия отсеченной части тела имеет вид:

$$\mathbf{R}^* = 0; \quad \mathbf{M}^* = 0. \quad (1.3)$$

Последние два векторные уравнения равновесия дают шесть скалярных уравнений в проекциях на декартовых осях координат:

$$\begin{aligned} \sum X &= 0; \quad \sum Y = 0; \quad \sum Z = 0; \\ \sum m_x &= 0; \quad \sum m_y = 0; \quad \sum m_z = 0, \end{aligned} \quad (1.4)$$

которые в общем случае составляют замкнутую систему алгебраических уравнений относительно шести неизвестных внутренних усилий: $Q_x, Q_y, N_z, M_x, M_y, M_z$.

Следовательно, если полная система внешних сил известна, то по методу сечений, всегда можно определить все внутренние усилия действующих в произвольно взятом сечении тела. Данное положение является основополагающим обстоятельством в механике твердого деформируемого тела.

В общем случае в сечении могут иметь место все шесть силовых факторов. Однако достаточно часто на практике встречаются случаи, когда некоторые внутренние усилия отсутствуют – такие виды нагружения бруса получили специальные названия (табл. 1).

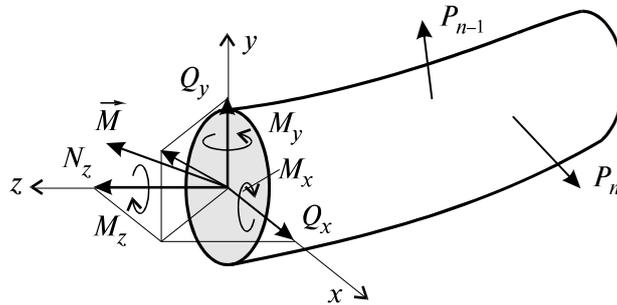


Рис. 1.3

Сопротивления, при которых в поперечном сечении бруса действует одно внутреннее усилие, условно называются *простыми*. При одновременном действии в сечении бруса двух и более усилий сопротивление бруса называется *сложным*.

В заключение заметим, что при выполнении практических расчетов, для наглядности, как правило, определяются графики функций внутренних силовых факторов относительно координатной оси, направленной вдоль продольной оси стержня. Графики изменения внутренних усилий вдоль продольной оси стержня называются *эпюрами*.

Таблица 1

Простейшие случаи сопротивления

Вид напряженного состояния	N_z	Q_x	Q_y	M_z	M_x	M_y
Растяжение/сжатие	+	0	0	0	0	0
Кручение	0	0	0	+	0	0
Чистый изгиб относительно оси x	0	0	0	0	+	0
Чистый изгиб относительно оси y	0	0	0	0	0	+
Поперечный изгиб относительно оси x	0	0	+	0	+	0
Поперечный изгиб относительно оси y	0	+	0	0	0	+

Примечание: + означает наличие усилия, 0 – его отсутствие.

1.4. Напряжения

В окрестности произвольной точки K , принадлежащей сечению A некоторого нагруженного тела, выделим элементарную площадку ΔF , в пределах которой действует внутреннее усилие $\Delta \vec{R}$ (рис. 1.4, а). Векторная величина

$$\lim_{\Delta F \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta \vec{R}}{\Delta F} \right) = \vec{P} \quad (1.5)$$

называется полным напряжением в точке K . Проекция вектора полного напряжения \vec{P} на нормаль к данной площадке обозначается через σ и называется *нормальным напряжением*.

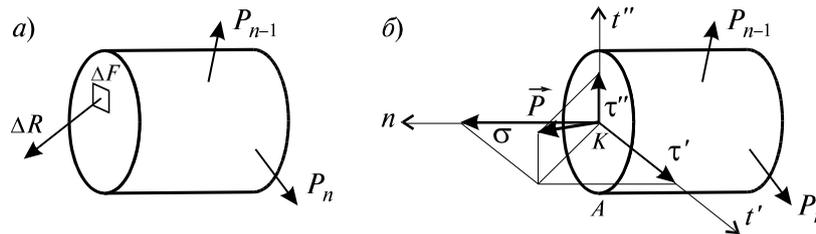


Рис. 1.4

Проекции вектора \vec{P} на перпендикулярные оси в плоскости площадки (рис. 1.4, б) называются *касательными напряжениями* по направлению соответствующих осей и обозначаются τ' и τ'' . Если через ту же самую точку K провести другую площадку, то, в общем случае будем иметь другое полное напряжение. Совокупность напряжений для множества площадок, проходящих через данную точку, образует напряженное состояние в этой точке.

1.5. Перемещения и деформации

Под действием внешних сил твердые тела изменяют свою геометрическую форму, а точки тела неодинаково перемещаются в пространстве. Вектор \vec{T} , имеющий свое начало в точке A недеформированного состояния, а конец в т. A' деформированного состояния, называется вектором полного перемещения т. A (рис. 1.5, а). Его проекции на оси x, y, z называются осевыми перемещениями и обозначаются u, v и w , соответственно.

Для того, чтобы охарактеризовать интенсивность изменения формы и размеров тела, рассмотрим точки A и B его недеформированного состояния, расположенные на расстоянии S друг от друга (рис. 1.5, б).

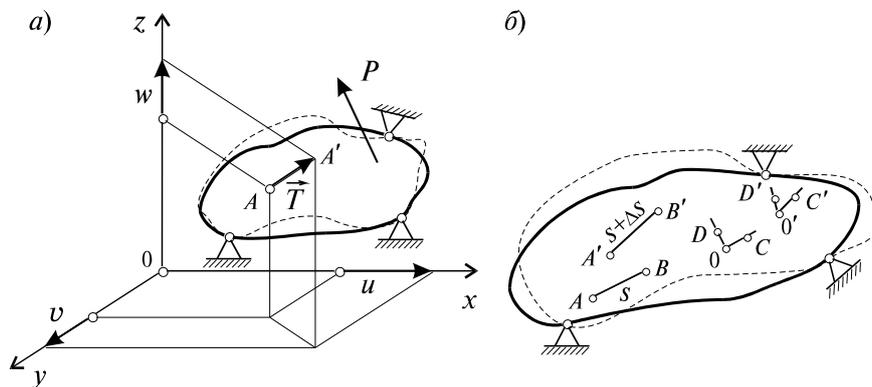


Рис. 1.5

Пусть в результате изменения формы тела эти точки переместились в положение A' и B' , соответственно, а расстояние между ними увеличилось на величину ΔS и составило $S + \Delta S$. Величина

$$\lim_{\Delta S \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta \bar{S}}{S} \right) = \bar{\varepsilon} \quad (1.6)$$

называется линейной деформацией в точке A по направлению AB . Если рассматривать деформации по направлениям координатных осей x, y, z , то в обозначения соответствующих проекций линейной деформации вводятся индексы $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$.

Линейные деформации $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ характеризуют изменения объема тела в процессе деформирования, а формоизменения тела – угловыми деформациями. Для их определения рассмотрим прямой угол, образованный в недеформированном состоянии двумя отрезками OD и OC (рис. 1.5, б). При действии внешних сил указанный угол DOC изменится и примет новое значение $D'O'C'$. Величина

$$\lim_{OC \rightarrow 0, OD \rightarrow 0} (\angle DOC - \angle D'O'C') = \gamma \quad (1.7)$$

называется угловой деформацией, или сдвигом в точке O в плоскости COD . Относительно координатных осей деформации сдвига обозначаются $\gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}$.

Совокупность линейных и угловых деформаций по различным направлениям и плоскостям в данной точке образует деформированное состояние в точке.

1.6. Закон Гука и принцип независимости действия сил

Многочисленные экспериментальные наблюдения за поведением деформируемых тел показывают, что в определенных диапазонах перемещения точек тела пропорциональны действующим на него нагрузкам. Впервые указанная закономерность была высказана в 1776 году английским ученым Гуком и носит название *закона Гука*.

В соответствии с этим законом перемещение произвольно взятой точки A (рис. 1.5, a) нагруженного тела по некоторому направлению, например, по оси x , а может быть выражено следующим образом:

$$u = \delta_x P, \quad (1.8)$$

где P – сила, под действием которой происходит перемещение u ; δ_x – коэффициент пропорциональности между силой и перемещением.

Очевидно, что коэффициент δ_x зависит от физико–механических свойств материала, взаимного расположения точки A и точки приложения и направления силы P , а также от геометрических особенностей системы. Таким образом, последнее выражение следует рассматривать как закон Гука для данной системы.

В современной трактовке закон Гука определяет линейную зависимость между напряжениями и деформациями, а не между силой и перемещением. Коэффициенты пропорциональности в этом случае представляют собой физико–механические характеристики материала и уже не связаны с геометрическими особенностями системы в целом.

Системы, для которых соблюдается условие пропорциональности между перемещениями и внешними силами, подчиняются *принципу суперпозиции*, или *принципу независимости действия сил*.

В соответствии с этим принципом перемещения и внутренние силы, возникающие в упругом теле, считаются независимыми от порядка приложения внешних сил. То есть, если к системе приложено несколько сил, то можно определить внутренние силы, напряжения, перемещения и деформации от каждой силы в отдельности, а затем результат действия всех сил получить как сумму действий каждой силы в отдельности. Принцип независимости действия сил является одним из основных способов при решении большинства задач механики линейных систем.

2. РАСТЯЖЕНИЕ И СЖАТИЕ

2.1. Внутренние силы и напряжения

Под растяжением (сжатием) понимают такой вид нагружения, при котором в поперечных сечениях стержня возникают только нормальные силы, а прочие силовые факторы равны нулю.

Рассмотрим однородный прямолинейный стержень длиной l и площадью поперечного сечения F , на двух концах которого приложены две равные по величине и противоположно направленные центральные

продольные силы P (рис. 2.1, *a*). Поместим начало плоской системы координат yz в центре тяжести левого сечения, а ось z направим вдоль продольной оси стержня.

Для определения величин внутренних усилий воспользуемся методом сечений. Задавая некоторое сечение на расстояние z ($0 \leq z \leq l$) от начала системы координат и рассматривая равновесие левой относительно заданного сечения части стержня (рис. 2.1, *б*), приходим к следующему уравнению:

$$\sum z = 0 \rightarrow P + N_z = 0,$$

откуда следует, что

$$N_z = P = \text{const.}$$

Примем для N_z следующее правило знаков. Если N_z направлена от сечения, т.е. вызывает положительную деформацию (растяжение), то она считается положительной. В обратном случае – отрицательной.

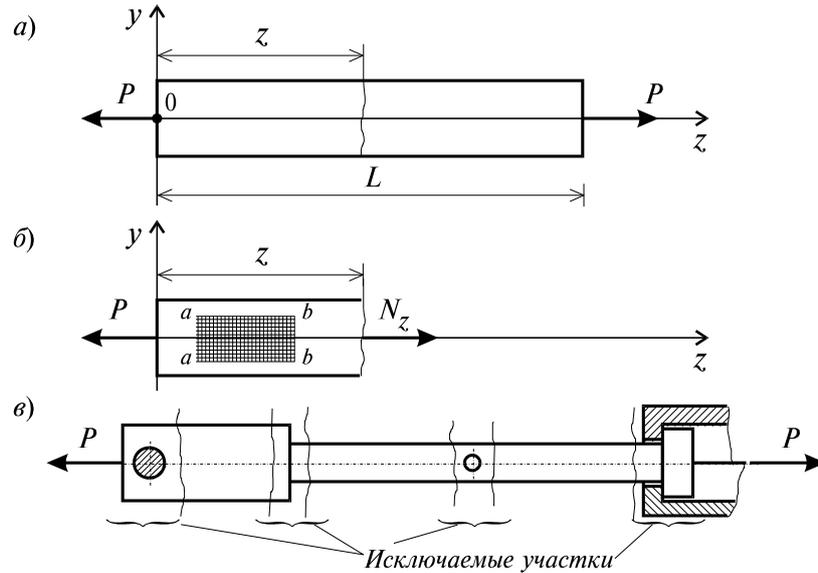


Рис. 2.1

Нормальная сила N_z приложена в центре тяжести сечения, является равнодействующей внутренних сил в сечении и, в соответствии с этим, определяется следующим образом:

$$N_z = \int_F \sigma dF.$$

Но из этой формулы нельзя найти закон распределения нормальных σ напряжений в поперечных сечениях стержня. Для этого обратимся к анализу характера его деформирования.

Если на боковую поверхность этого стержня нанести прямоугольную сетку (рис. 2.1, б), то после нагружения поперечные линии $a-a$, $b-b$ и т.д. переместятся параллельно самим себе, откуда следует, что все поверхностные продольные волокна удлинятся одинаково. Если предположить также, что и внутренние волокна работают таким же образом, то можно сделать вывод о том, что поперечные сечения в центрально растянутом стержне смещаются параллельно начальным положениям, что соответствует *гипотезе плоских сечений*, введенной швейцарским ученым Д. Бернулли, гласящей, что *плоские сечения до деформации остаются плоскими и после деформации*.

Значит, все продольные волокна стержня находятся в одинаковых условиях, а следовательно, нормальные напряжения во всех точках поперечного сечения должны быть также одинаковы и равны

$$\sigma = \frac{N_z}{F},$$

где F – площадь поперечного сечения стержня.

Высказанное предположение о равномерном распределении внутренних сил в поперечном сечении справедливо для участков, достаточно удаленных от мест: резкого изменения площади поперечного сечения (рис. 2.1, в); скачкообразного изменения внешних нагрузок; скачкообразного изменения физико-механических характеристик конструкций. Основанием для такого утверждения служит *принцип Сен-Венана*, справедливый для любого типа напряженного состояния и формулируемый следующим образом: *особенности приложения внешних нагрузок проявляются, как правило, на расстояниях, не превышающих характерных размеров поперечного сечения стержня*.

2.2. Удлинение стержня и закон Гука

Рассмотрим однородный стержень с одним концом, жестко заделанным, и другим – свободным, к которому приложена центральная продольная сила P (рис. 2.2). До нагружения стержня его длина равнялась l – после нагружения она стала равной $l + \Delta l$ (рис. 2.2). Величину Δl называют абсолютным удлинением стержня.

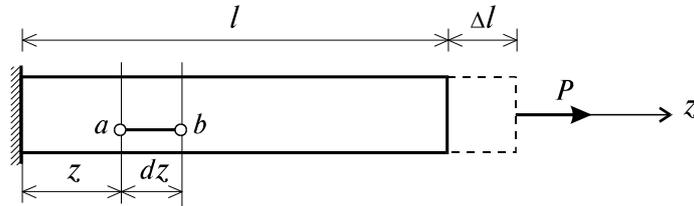


Рис. 2.2

Если в нагруженном стержне напряженное состояние является однородным, т.е. все участки стержня находятся в одинаковых условиях, деформация ε остается одной и той же по длине стержня и равной

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}. \quad (2.1)$$

Если же по длине стержня возникает неоднородное напряженное состояние, то для определения его абсолютного удлинения необходимо рассмотреть бесконечно малый элемент длиной dz (рис. 2.2). При растяжении он увеличит свою длину на величину Δdz и его деформация составит:

$$\varepsilon = \frac{\Delta dz}{dz}. \quad (2.2)$$

В пределах малых деформаций при простом растяжении или сжатии закон Гука записывается в следующем виде:

$$\sigma = E\varepsilon. \quad (2.3)$$

Величина E представляет собой коэффициент пропорциональности, называемый модулем упругости материала первого рода. Из совместного рассмотрения уравнений (2.2) и (2.3) получим:

$$\Delta dz = \sigma \frac{dz}{E},$$

откуда с учетом того, что

$$\sigma = \frac{N_z}{F} \text{ и } \Delta l = \int_0^l \Delta dz,$$

окончательно получим:

$$\Delta l = \int_0^l \frac{N_z dz}{EF}. \quad (2.4)$$

Если стержень изготовлен из однородного изотропного материала с $E = \text{const}$, имеет постоянное поперечное сечение $F = \text{const}$ и нагружен по концам силой P , то из (2.4) получим

$$\Delta l = \frac{Pl}{EF}. \quad (2.5)$$

При решении многих практических задач возникает необходимость, наряду с удлинениями, обусловленными действием механических нагрузок, учитывать также удлинения, вызванные температурным воздействием. В этом случае пользуются принципом независимости действия сил, и полные деформации рассматривают как сумму силовой и температурной деформаций:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \alpha t, \quad (2.6)$$

где α – коэффициент температурного расширения материала; t – перепад температуры тела. Для однородного стержня, нагруженного по концам продольными силами P и равномерно нагретого по длине, получим:

$$\Delta l = \frac{Pl}{EF} + l \alpha t. \quad (2.7)$$

2.3. Пример расчета (задача № 1)

Для стального бруса квадратного сечения сжатого силой P с учетом собственного веса при исходных данных приведенных ниже, требуется (рис. 2.3, а):

1. Определить количество расчетных участков;
2. Составить аналитические выражения для нормальных сил N_z , нормальных напряжений σ_z и вычислить их значения для каждого из участков с учетом их собственных весов;
3. Построить эпюры N_z и σ_z ;
4. Вычислить перемещение верхнего конца колонны от действия силы P и собственного веса.

И с х о д н ы е д а н н ы е : $P = 20$ кН; $l_1 = l_2 = l_3 = 0,4$ м; модуль упругости стали $E = 2,1 \cdot 10^8$ кН/м²; $F_1 = 4 \cdot 10^{-2}$ м²; $F_2 = 9 \cdot 10^{-2}$ м²; $F_3 = 25 \cdot 10^{-2}$ м²; $\gamma = 78$ кН/м³.

Решение

1. *Определение количества участков.* Так как нормальная сила N_z зависит от величин внешних сил, в данном случае включающих в себя и собственный вес колонны, а последний, в свою очередь, от размеров поперечного сечения F_i и объемного веса γ , то границами участков следует назначать те сечения, в которых приложены внешние сосредоточенные силы и где происходит скачкообразное изменение площади поперечного сечения или объемного веса материалов конструкций.

Исходя из вышесказанного, учитывая $\gamma = \text{const}$, брус будет иметь три участка:

1 участок – от 0 до сечения B (где приложена сила P);

2 участок – от сечения B до сечения C ;

3 участок – от сечения C до сечения D .

Следует заметить, что при определении нормальных напряжений используются те же участки.

2. Составить аналитические выражения для нормальных сил N_z , нормальных напряжений σ_z и вычислить их значения для каждого из участков, с учетом их собственных весов. Для этого воспользуемся методом сечений.

1 участок ($0 - B$) $0 \leq z_1 \leq 0,4$ м.

Проведя сечение 1–1 на расстоянии z_1 от начала координат (точка 0), рассмотрим равновесие верхней части. При этом, к рассматриваемой части прикладываются в центре ее тяжести собственный вес и нормальная сила N_{z_1} , заменяющую действие отброшенной нижней части бруса на верхнюю рассматриваемую (рис. 2.3, б). Составив уравнение равновесия рассматриваемой верхней части колонны по оси z , получим:

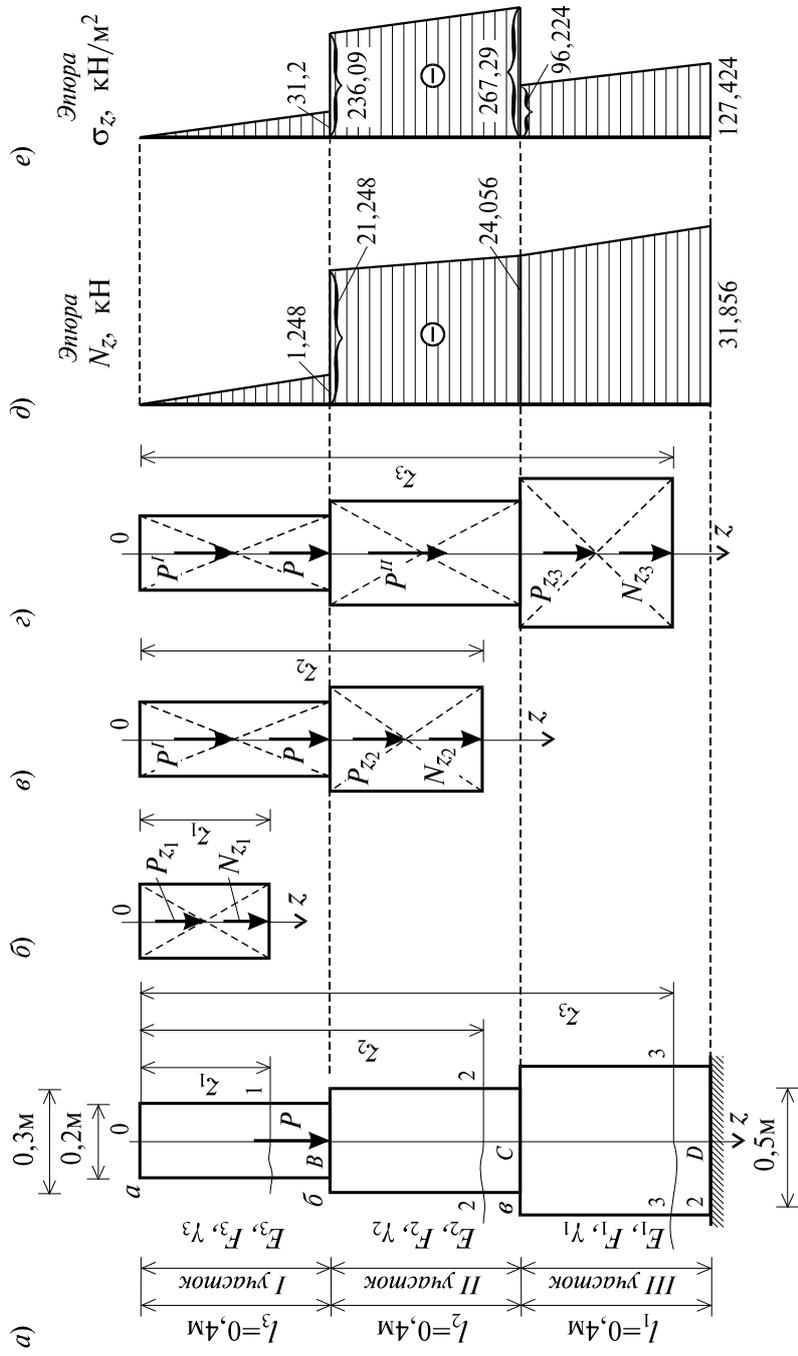


Рис. 2.3

$$N_{z_1} + P_{z_1} = 0.$$

В свою очередь, собственный вес верхней части колонны определяется следующим образом:

$$P_{z_1} = \gamma F_1 z_1 = 78 \cdot 4 \cdot 10^{-2} \cdot z_1 = 312 \cdot 10^{-2} \cdot z_1 \text{ кН.}$$

Тогда выражение для нормальной силы будет иметь вид:

$$N_{z_1} = -312 \cdot 10^{-2} \cdot z_1 \text{ кН,}$$

а для нормальных напряжений σ_{z_1} :

$$\sigma_{z_1} = N_{z_1} / F_1 = -312 \cdot 10^{-2} \cdot z_1 / 4 \cdot 10^{-2} = -78 \cdot z_1 \text{ кН/м}^2.$$

Так как, N_{z_1} и σ_{z_1} линейно зависят от z_1 , то для построения их графиков (эпюр) достаточно определить значения этих величин на границах участка, т.е.

при $z_1 = 0$ $N_{z_1}(0) = 0; \quad \sigma_{z_1}(0) = 0;$

при $z_1 = 0,4 \text{ м}$ $N_{z_1}(0,4) = -312 \cdot 10^{-2} \cdot 0,4 = -1,248 \text{ кН};$

$$\sigma_{z_1}(0,4) = -78 \cdot 0,4 = -31,2 \text{ кН/м}^2.$$

Знаки минус при N_{z_1} и σ_{z_1} указывают на то, что принятое направление для этих величин не совпадает с действительным, т. к. в принятой схеме продольная сила не растягивает, а сжимает первый участок.

2 участок (B - C) $0,4 \text{ м} \leq z_2 \leq 0,8 \text{ м}$.

Аналогично предыдущему проводим сечение 2-2 на расстоянии z_2 (рис. 2.3, в). Для верхней части составляем уравнение равновесия $\sum z = 0$.

В это уравнение войдут: собственный вес первого участка $P_1 = \gamma F_1 l_1$; собственный вес отсеченной части второго участка $P_{z_2} = \gamma F_2 (z_2 - l_1)$; сосредоточенная сила $P = 20 \text{ кН}$, а также сила N_{z_2} .

Тогда уравнение равновесия примет вид:

$$P_1 + P_{z_2} + P + N_{z_2} = 0,$$

отсюда

$$\begin{aligned} N_{z_2} &= -P - \gamma F_1 l_1 - P_{z_2} = -20 - 78 \cdot 4 \cdot 10^{-2} \cdot 0,4 - 78 \cdot 9 \cdot 10^{-2} (z_2 - 0,4) = \\ &= -7,02 \cdot (z_2 + 2,62678) \text{ кН.} \end{aligned}$$

Учитывая постоянство площади поперечного сечения на втором участке, выражение для нормального напряжения может быть записано таким образом:

$$\sigma_{z_2} = \frac{N_{z_2}}{F_2} = -7,02 \frac{z_2 + 2,62678}{9 \cdot 10^{-2}} = -78(z_2 + 2,62678) \text{ кН/м}^2.$$

Вычислим значения ординат N_{z_2} и σ_{z_2} в граничных сечениях второго участка:

при $z_2 = 0,4$ м $N_{z_2}(0,4) = -7,02(0,4 + 2,62678) = -21,248$ кН,
 $\sigma_{z_2}(0,4) = -78(0,4 + 2,62678) = -236,09$ кН/м²;

при $z_2 = 0,8$ м $N_{z_2}(0,8) = -7,02(0,8 + 2,62678) = -24,056$ кН,
 $\sigma_{z_2}(0,8) = -78(0,8 + 2,62678) = -267,29$ кН/м².

3 участок (C – D) $0,8 \text{ м} \leq z_3 \leq 1,2 \text{ м}$.

Составив уравнение равновесия $\sum z = 0$ (рис. 2.3, e) для верхней части бруса, получим:

$$P_1 + P_2 + P_{z_3} + P + N_{z_3} = 0,$$

откуда

$$N_{z_3} = -P - \gamma F_1 l_1 - \gamma F_2 l_2 - \gamma F_3 (z_3 - l_1 - l_2) P_{z_2} = -20 - 78 \cdot 4 \cdot 10^{-2} \cdot 0,4 -$$

$$- 78 \cdot 9 \cdot 10^{-2} \cdot 0,4 - 78 \cdot 25 \cdot 10^{-2} (z_3 - 0,8) = -19,5 \cdot (z_3 + 0,43364) \text{ кН}.$$

Выражение для напряжения:

$$\sigma_{z_3} = \frac{N_{z_3}}{F_3} = \frac{-19,5(z_3 + 0,43364)}{25 \cdot 10^{-2}} = -78(z_3 + 0,43364) \text{ кН/м}^2.$$

Вычислим значения ординат N_{z_3} и σ_{z_3} в граничных сечениях третьего участка:

при $z_3 = 0,8$ м $N_{z_3}(0,8) = -19,5(0,8 + 0,43364) = -24,056$ кН,
 $\sigma_{z_3}(0,8) = -78(0,8 + 0,43364) = -96,224$ кН/м²;

при $z_3 = 1,2$ м $N_{z_3}(1,2) = -19,5(1,2 + 0,43364) = -31,856$ кН,
 $\sigma_{z_3}(1,2) = -78(1,2 + 0,43364) = -127,424$ кН/м².

3. *Построение эпюр N_z и σ_z* По причине линейной зависимости нормальной силы и напряжений от координаты z для построения их эпюр достаточно значений N_z и σ_z в граничных сечениях каждого из участков (см. рис. 2.3, *д, е*). Необходимым условием правильности построения этих графиков является выполнение следующих требований:

- скачок в эпюре N_z должен находиться в точке приложения сосредоточенного усилия и быть равным по величине значению этой силы;
- скачки в эпюре σ_z должны совпадать с точками приложения внешней силы P и изменения площади поперечного сечения колонны.

После анализа полученных эпюр (рис. 2.3, *д, е*) легко можно убедиться, что построения выполнены правильно.

4. *Вычисление перемещения верхнего конца колонны от действия всех сил.* Полное перемещение согласно закону Гука может быть вычислено по формуле

$$\Delta l = \sum_{i=1}^3 \int_0^{l_i} \frac{N_z dz}{E_z F_z}.$$

В данном случае это выражение принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} \Delta l &= \int_0^{0,4} \frac{N_1 dz}{E_1 F_1} + \int_{0,4}^{0,8} \frac{N_2 dz}{E_2 F_2} + \int_{0,8}^{1,2} \frac{N_3 dz}{E_3 F_3} = \\ &= \frac{1}{E_1 F_1} \int_0^{0,4} N_1 dz + \frac{1}{E_2 F_2} \int_{0,4}^{0,8} N_2 dz + \frac{1}{E_3 F_3} \int_{0,8}^{1,2} N_3 dz. \end{aligned}$$

Так как величины определенных интегралов равны площадям, очерченным соответствующими подынтегральными функциями, то для вычисления перемещений Δl_i достаточно вычислить площади эпюры N_z на каждом из этих участков и разделить их на $E_i F_i$. Следовательно,

$$\begin{aligned} \Delta l &= \left[-\frac{0,4}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^8} \cdot \left[\frac{1,248}{0,04} + \left(\frac{21,248 + 24,056}{0,09} \right) + \frac{31,856 + 24,056}{0,25} \right] \right] = \\ &= -7,2212 \cdot 10^{-7} \text{ м.} \end{aligned}$$

2.4. Потенциальная энергия деформации

Внешние силы, приложенные к упругому телу и вызывающие изменение геометрии тела, совершают работу A на соответствующих перемещениях. Одновременно с этим в упругом теле накапливается потенциальная энергия его деформирования U . При действии динамических

внешних нагрузок часть работы внешних сил превращается в кинетическую энергию движения частиц тела K . Приняв энергетическое состояние системы до момента действия данных сил равным нулю, и в условиях отсутствия рассеивания энергии, уравнение баланса энергии можно записать в следующем виде:

$$A = U + K. \quad (2.8)$$

При действии статических нагрузок $K = 0$, следовательно,

$$A = U. \quad (2.9)$$

Это означает, что при статическом нагружении работа внешних сил полностью преобразуется в потенциальную энергию деформации. При разгрузке тела производится работа за счет потенциальной энергии деформации, накопленной телом. Таким образом, упругое тело является аккумулятором энергии. Это свойство упругого тела широко используется в технике, например, в заводных пружинах часовых механизмов, в амортизирующих рессорах и др. В случае простого растяжения (сжатия) для вывода необходимых расчетных зависимостей потенциальной энергии деформации рассмотрим решение следующей задачи.

На рис. 2.4, а изображен растягиваемый силой P стержень, удлинение которого соответствует отрезку Δl , ниже показан график изменения величины удлинения стержня Δl в зависимости от силы P (рис. 2.4, б). В соответствии с законом Гука этот график носит линейный характер.

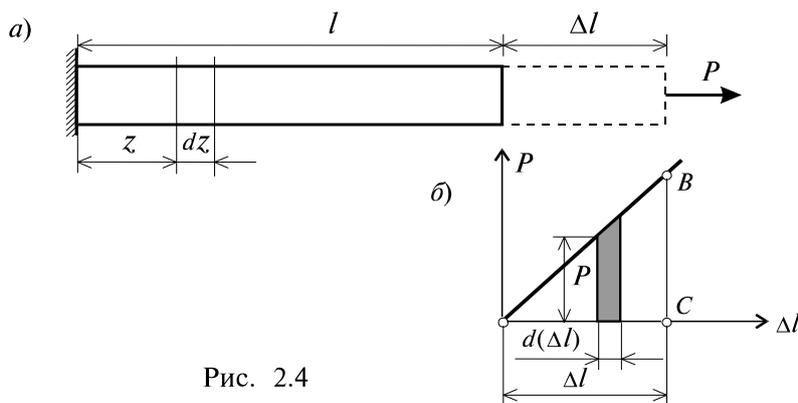


Рис. 2.4

Пусть некоторому значению силы P соответствует удлинение стержня Δl . Дадим некоторое приращение силе ΔP – соответствующее приращение удлинения составит $d(\Delta l)$. Тогда элементарная работа на этом приращении удлинения составит:

$$dA = (P + dP) \cdot d(\Delta l) = P \cdot d(\Delta l) + dP \cdot d(\Delta l), \quad (2.10)$$

вторым слагаемым, в силу его малости, можно пренебречь, и тогда

$$dA = P \cdot d(\Delta l). \quad (2.11)$$

Полная работа равна сумме элементарных работ, тогда, при линейной зависимости “нагрузка – перемещение”, работа внешней силы P на перемещении Δl будет равна площади треугольника OCB (рис. 2.4), т.е.

$$A = 0,5 P \cdot \Delta l. \quad (2.12)$$

В свою очередь, когда напряжения σ и деформации ε распределены по объему тела V равномерно (как в рассматриваемом случае) потенциальную энергию деформирования стержня можно записать в виде:

$$U = V \int_0^{\varepsilon} \sigma d\varepsilon. \quad (2.13)$$

Поскольку, в данном случае имеем, что $V = Fl$, $P = \sigma F$ и $\sigma = E\varepsilon$, то

$$U = Fl \int_0^{\varepsilon} E\varepsilon d\varepsilon = 0,5 Fl E \varepsilon^2 = 0,5 E \varepsilon F \varepsilon l = 0,5 \sigma F \Delta l = 0,5 P \Delta l, \quad (2.14)$$

т.е. подтверждена справедливость (2.9).

С учетом (2.5) для однородного стержня с постоянным поперечным сечением и при $P = \text{const}$ из (2.14) получим:

$$U = \frac{P^2 l}{2EF}. \quad (2.15)$$

2.5. Статически определимые и статически неопределимые системы

Если при рассмотрении заданной системы, находящейся в равновесном состоянии от действия заданных внешних нагрузок, все реакции в связях закрепления, а также внутренние усилия в ее элементах, можно определить только по методу сечений, без использования дополнительных условий, то такая система называется *статически определимой*.

В реальной практике встречаются такие конструкции при расчете которых одних лишь уравнений равновесия оказывается недостаточно, в связи с чем требуется формулирование дополнительных уравнений, связанных с условиями деформирования конструкции.

Системы, в которых количество наложенных связей больше, нежели число независимых уравнений равновесия, называются *статически неопределимыми*.

По сравнению со статически определимыми системами, в статически неопределимых системах имеются дополнительные связи, которые называются *лишними*.

Термин “лишние связи” является условным. Эти связи являются лишними с точки зрения расчетных предпосылок. В действительности эти связи создают дополнительные резервы для конструкций, как в плане обеспечения её жесткости, так и прочности.

На рис. 2.5, а изображен кронштейн, состоящий из двух стержней, шарнирно скрепленных между собой. В связи с тем, что на конструкцию действует лишь вертикальное усилие P , а система является плоской (т.е. все элементы конструкции и вектор внешних сил лежат в одной плоскости), получается, что усилия в стержнях легко определяются из условий равновесия узла A , т.е.

$$\sum x = 0, \quad \sum y = 0. \quad (2.16)$$

Раскрывая эти уравнения, получаем замкнутую систему линейных уравнений относительно неизвестных усилий N_1 и N_2 в которой количество уравнений равно количеству неизвестных:

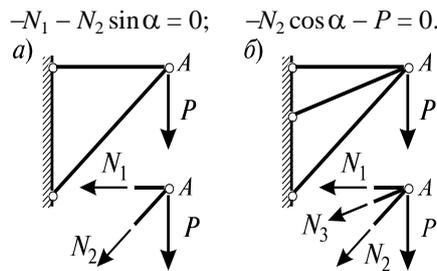


Рис. 2.5

Если конструкцию кронштейна усложнить, добавив еще один стержень (рис. 2.5, б), то усилия в стержнях N_1 , N_2 и N_3 прежним способом определить уже не удастся, т.к. при тех же двух уравнениях равновесия (2.16) имеются уже три неизвестных усилия в стержнях. В таких случаях говорят, что система один раз статически неопределима. Разность между числом неизвестных усилий и количеством независимых (значащих) уравнений равновесия, связывающих эти усилия, называется *степенью статической неопределимости* рассматриваемой системы.

В общем случае под n -раз статически неопределимой системой понимается система, в которой число неизвестных внешних опорных

реакций и внутренних усилий превышает число независимых и значащих уравнений равновесия на n единиц.

2.6. Напряженное и деформированное состояние при растяжении и сжатии

Рассмотрим более подробно особенности напряженного состояния, возникающего в однородном растянутом стержне. Определим напряжения, возникающие на некоторой наклонной площадке, составляющей угол α с плоскостью нормального сечения (рис. 2.6, а).

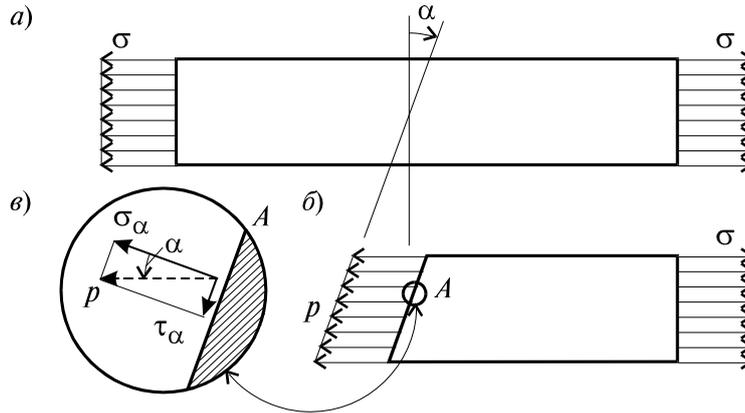


Рис. 2.6

Из условия $\sum z = 0$, записанного для отсеченной части стержня (рис. 2.6, б), получим:

$$pF_\alpha = \sigma F, \quad (2.17)$$

где F – площадь поперечного сечения стержня, $F_\alpha = F/\cos \alpha$ – площадь наклонного сечения. Из (2.17) легко установить:

$$p = \sigma \cos \alpha. \quad (2.18)$$

Раскладывая напряжение p по нормали и касательной к наклонной площадке (рис. 2.6, в), с учетом (2.18) получим:

$$\sigma_\alpha = p \cos \alpha = \sigma \cos^2 \alpha; \quad \tau_\alpha = p \sin \alpha = \frac{1}{2} \sigma \sin 2\alpha. \quad (2.19)$$

Полученные выражения показывают, что для одной и той же точки тела величины напряжений, возникающих в сечениях, проходящих через эту точку, зависят от ориентации этой площадки, т.е. от угла α . При $\alpha = 0$ из (2.19) следует, что $\sigma_\alpha = \sigma$, $\tau_\alpha = 0$. При $\alpha = \frac{\pi}{2}$, т.е. на продольных площадках, $\sigma_\alpha = \tau_\alpha = 0$. Это означает, что продольные слои растянутого стержня не взаимодействуют друг с другом. Касательные напряжения τ_α принимают наибольшие значения при $\alpha = \frac{\pi}{4}$, и их величина составляет $\tau_{\max} = \frac{\sigma}{2}$. Важно

отметить, как это следует из (2.19), что $|\tau_\alpha| = |\tau_{(\alpha+\pi/2)}|$. Следовательно,

в любой точке тела на двух взаимно перпендикулярных площадках касательные напряжения равны между собой по абсолютной величине. Это условие является общей закономерностью любого напряженного состояния и носит название *закона парности касательных напряжений*.

Теперь перейдем к анализу деформаций в растянутом стержне. Наблюдения показывают, что его удлинение в продольном направлении сопровождается пропорциональным уменьшением поперечных размеров стержня (рис. 2.7).

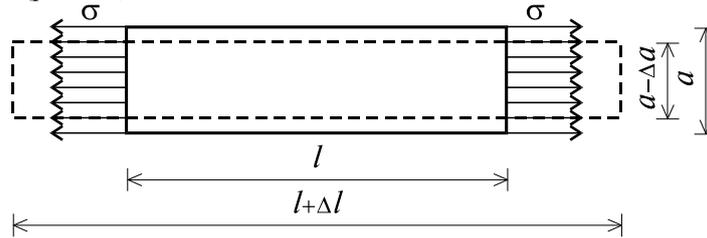


Рис. 2.7

Если обозначить:

$$\epsilon_{\text{прод}} = \frac{\Delta l}{l}; \quad \epsilon_{\text{попер}} = -\frac{\Delta a}{a}, \quad \mu = -\frac{\epsilon_{\text{попер}}}{\epsilon_{\text{прод}}}$$

то, как показывают эксперименты, $\mu = \text{const}$ для данного материала и является безразмерным *коэффициентом Пуассона*. Величина μ является важной характеристикой материала и определяется экспериментально. Для реальных материалов μ принимает значения $0,1 \div 0,45$.

При растяжении стержня возникают не только линейные, но и угловые деформации.

Рассмотрим прямой угол ABC (рис. 2.8, а), образованный отрезками AB и AC , в недеформированном состоянии.

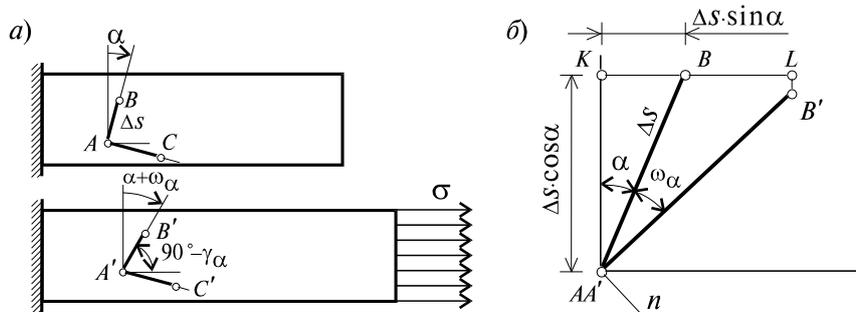


Рис. 2.8

При растяжении стержня точки A , B и C займут положение A' , B' , C' соответственно. Величина

$$\gamma_{\alpha} = \angle BAC - \angle A'B'C'$$

называется угловой деформацией или угловым сдвигом в точке A .

Совместим точки A и A' и рассмотрим взаимное расположение отрезков AB и $A'B'$ (рис. 2.8, б). На этом рисунке отметим вспомогательные точки K и L и прямую n , перпендикулярную отрезку $A'B'$. Из рис. 2.8, б имеем:

$$\varepsilon_{\text{прод}} = \frac{BL}{KB}; \quad \varepsilon_{\text{попер}} = \frac{LB'}{AK},$$

откуда с учетом $\varepsilon_{\text{прод}} = \frac{\sigma}{E}$ получим:

$$BL = \frac{\sigma}{E} \Delta S \sin \alpha; \quad LB' = \mu \frac{\sigma}{E} \Delta S \cos \alpha. \quad (2.20)$$

Для определения ω_{α} спроектируем ломаную $BLB'A'$ на ось n $\Delta S \cdot \sin \omega_{\alpha} = BL \cos(\alpha + \omega_{\alpha}) + LB' \sin(\alpha + \omega_{\alpha})$, откуда, учитывая малость угла ω_{α} , т.е. $\sin \omega_{\alpha} \approx \omega_{\alpha}$, $\cos \omega_{\alpha} \approx 1$, получим:

$$\omega_{\alpha} = \frac{BL \cos \alpha + LB' \sin \alpha}{\Delta S}. \quad (2.21)$$

В результате совместного рассмотрения (2.20) и (2.21) получим:

$$\omega_{\alpha} = \frac{\sigma}{2E} (1 + \mu) \sin 2\alpha.$$

Откуда

$$\omega_{\alpha + \pi/2} = -\frac{\sigma}{2E} (1 + \mu) \sin 2\alpha.$$

Следовательно,

$$\gamma_{\alpha} = \omega_{\alpha} - \omega_{\alpha + \pi/2} = \frac{\sigma}{E} (1 + \mu) \sin 2\alpha. \quad (2.22)$$

Сопоставляя выражение γ_{α} с выражением τ_{α} из (2.17) окончательно получим закон Гука для сдвига:

$$\gamma = \frac{\tau}{G}, \quad (2.23)$$

где величина $G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$ называется модулем сдвига или модулем упругости материала второго рода.

2.7. Основные механические характеристики материалов

Для количественной оценки основных свойств материалов, как

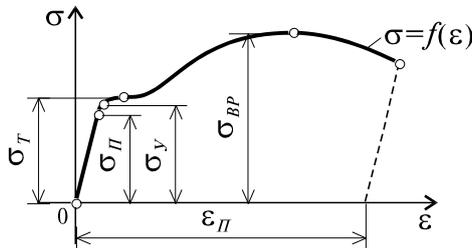


Рис. 2.9

правило, экспериментально определяют диаграмму растяжения в координатах σ и ε (рис. 2.9). На диаграмме отмечены характерные точки. Дадим их определение.

Наибольшее напряжение, до которого материал следует закону Гука, называется *пределом пропорциональности* σ_{II} .

В пределах закона Гука тангенс угла наклона прямой $\sigma = f(\varepsilon)$ к оси ε определяется величиной E .

Упругие свойства материала сохраняются до напряжения σ_Y , называемого *пределом упругости*. Под пределом упругости σ_Y понимается такое наибольшее напряжение, до которого материал не получает остаточных деформаций, т.е. после полной разгрузки последняя точка диаграммы совпадает с начальной точкой 0.

Величина σ_T называется *пределом текучести* материала. Под пределом текучести понимается то напряжение, при котором происходит рост деформаций без заметного увеличения нагрузки. Если необходимо различать предел текучести при растяжении и сжатии σ_T соответственно заменяется на σ_{TR} и σ_{TC} . При напряжениях больших σ_T в теле конструкции развиваются пластические деформации ε_{II} , которые не исчезают при снятии нагрузки.

Отношение максимальной силы, которую способен выдержать образец, к его начальной площади поперечного сечения носит название предела прочности, или временного сопротивления, и обозначается через σ_{BP} (при сжатии σ_{BC}).

В табл. 2 приводятся значения указанных характеристик (в kH/m^2) наиболее распространенных конструкционных материалов.

Таблица 2

Материал	σ_{TR}	σ_{TC}	σ_{BP}	σ_{BC}	$E \cdot 10^{-8}$
Сталь	250000	250000	390000	–	2
Чугун	140000	310000	150000	640000	0.7
Медь	250000	250000	320000	–	1.1
Алюминий	50000	50000	840000	–	0.75

При выполнении практических расчетов реальную диаграмму (рис. 2.9) упрощают, и с этой целью применяются различные аппроксимирующие диаграммы. Для решения задач с учетом *упруго-пластических* свойств материалов конструкций чаще всего применяется *диаграмма Прандтля*. По этой диаграмме напряжение изменяется от нуля до предела текучести по закону Гука $\sigma = E\varepsilon$, а далее при росте ε , $\sigma = \sigma_T$ (рис. 2.10).

Способность материалов получать остаточные деформации носит название *пластичности*. На рис. 2.9 была представлена характерная диаграмма для пластических материалов.

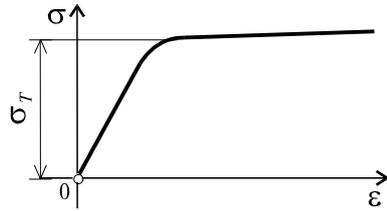


Рис. 2.10

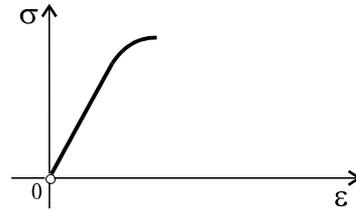


Рис. 2.11

Противоположным свойству пластичности является свойство *хрупкости*, т.е. способность материала разрушаться без образования заметных остаточных деформаций. Материал, обладающий этим свойством, называется *хрупким*. К хрупким материалам относятся чугун, высокоуглеродистая сталь, стекло, кирпич, бетон, природные камни. Характерная диаграмма деформации хрупких материалов изображена на рис. 2.11.

2.8. Общие принципы расчета конструкции

В результате расчета нужно получить ответ на вопрос, удовлетворяет или нет конструкция тем требованиям прочности и жесткости, которые к ней предъявляются. Для этого необходимо прежде всего сформулировать те принципы, которые должны быть положены в основу оценки условий достаточной прочности и жесткости.

Наиболее распространенным методом расчета деталей машин и элементов сооружений на прочность является *расчет по напряжениям*. В основу этого метода положено предположение, что определяющим параметром надежности конструкции является напряжение или, точнее говоря, напряженное состояние в точке. Расчет выполняется в следующем порядке.

На основании анализа напряженного состояния конструкции выявляется та точка сооружения, где возникают наибольшие напряжения. Расчетная величина напряжений сопоставляется с предельно допустимой величиной напряжений для данного материала, полученной на основе предварительных лабораторных испытаний. Из сопоставления найденных расчетных напряжений и предельных напряжений делается заключение о прочности конструкции.

Указанный метод является не единственным. Например, на практике в некоторых случаях используется метод расчета конструкций по

разрушающим нагрузкам. В этом методе путем расчета определяется предельная нагрузка, которую может выдержать конструкция, не разрушаясь и не изменяя существенно свою форму. Предельная (разрушающая) нагрузка сопоставляется с проектной нагрузкой, и на этом основании делается вывод о несущей способности конструкции в эксплуатационных условиях.

Методы расчета конструкций выбираются в зависимости от условий работы конструкций и требований, которые к ней предъявляются. Если необходимо добиться наименьших изменений формы конструкции, то производится расчет по *допускаемым перемещениям*. Это не исключает и одновременной проверки системы на прочность по напряжениям.

При расчете конструкций по напряжениям условие прочности записывается в виде:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma], \quad (2.24)$$

где σ_{\max} – расчетное значение напряжения в точке, где возникают наибольшие напряжения, $[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

Величина $[\sigma]$ определяется по формуле:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\alpha}}{n}. \quad (2.25)$$

Здесь n – число, большее единицы, называемое коэффициентом запаса по прочности. Для особо ответственных конструкций, для которых требуется не допускать возникновения пластических деформаций, за величину σ_{α} принимается $\sigma_{\alpha} = \sigma_{\text{у}}$. В тех случаях, когда допустимо возникновение пластических деформаций, как правило, принимается $\sigma_{\alpha} = \sigma_{\text{т}}$. Для хрупких материалов, а в некоторых случаях и умеренно пластических материалов, принимается $\sigma_{\alpha} = \sigma_{\text{в}}$. Здесь $\sigma_{\text{в}}$ – временное сопротивление материала.

Критерий прочности, принятый в методе *допускаемых напряжений*, а именно, напряжения в точке, не всегда и не полностью характеризует условие наступления разрушения конструкции. В ряде случаев за такой критерий целесообразнее принимать предельную нагрузку, которую может выдержать заданная система, не разрушаясь и несущественно изменяя свою форму.

При определении разрушающей нагрузки для конструкций из пластичного материала применяется схематизированная диаграмма напряжений – *диаграмма Прандтля* (рис. 2.10). Схематизация диаграммы заключается в предположении, что материал на начальном этапе деформирования находится в упругой стадии вплоть до предела текучести, а затем материал обладает неограниченной площадкой текучести. Материал, работающий по такой диаграмме, называется *идеально упруго-пластическим*. Такая схематизированная диаграмма деформирования в большей степени соответствует действительной

диаграмме деформирования материала, имеющего ярко выраженную площадку текучести, т.е. пластичным материалам (см. п. 2.7).

Если расчет конструкций ведется по *предельной нагрузке*, то определяющим является выполнение условия

$$P_{\max} \leq [P], \quad (2.26)$$

где $[P]$ – допускаемая сила, которая определяется по формуле:

$$[P] = \frac{P_{\alpha}}{n_1}, \quad (2.27)$$

Здесь P_{α} – значение внешних нагрузок, при которых происходит разрушение конструкции; n_1 – коэффициент запаса.

В случае расчета конструкции на жесткость необходимо удовлетворять условию

$$u \leq [u], \quad (2.28)$$

где u и $[u]$ – расчетное и предельно допустимое значения перемещения.

2.9. Пример расчета (задача № 2)

Абсолютно жесткий брус AE (рис. 2.12, a), имеющий одну шарнирно неподвижную опору C и прикрепленный в точках B , D и E тремя тягами из упруго–пластического материала, нагружен переменной по величине силой P . Площадь поперечного сечения тяг F_1, F_2, F_3 , модуль упругости и предел текучести материала тяг $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\sigma_T = 240$ МПа. Допускаемое напряжение $[\sigma] = \frac{\sigma_0}{n}$, где коэффициент запаса прочности n принят равным 1,5.

Требуется:

1. Найти усилия в тягах, реакцию опоры C и угловое смещение (поворот бруса вокруг точки C) как функции от величины силы P ;
2. Определить в процессе увеличения нагрузки P такую ее величину, при которой напряжение в одной из тяг достигает предела текучести;
3. Определить в процессе увеличения нагрузки P ее предельную величину, при которой напряжения в трех тягах достигнут предела текучести, реакцию опоры C и соответствующий этому предельному состоянию угол;
4. Найти величины несущей способности конструкции из расчетов по методам допускаемых напряжений и разрушающих нагрузок при одном и том же коэффициенте запаса прочности. Сопоставить результаты и сделать вывод.

Дано: $F_1 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $F_2 = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $F_3 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $a = 2 \text{ м}$; $b = 1 \text{ м}$; $c = 1 \text{ м}$; $d = 2 \text{ м}$; $l_1 = 1 \text{ м}$; $l_2 = 1 \text{ м}$; $l_3 = 1,2 \text{ м}$.

Решение

1. *Найти усилия в тросах, реакции в опоре С и угловое смещение (поворот бруса вокруг т. С), как функции от величины силы Р.* Для определения величин усилий в тросах в зависимости от P применим метод сечений. Сделав сечение по всем тросам и приложив в местах сечений усилия N_1 , N_2 и N_3 , возникающие в тросах, рассмотрим равновесие оставшейся части, нагруженной продольными усилиями в тросах N_1 , N_2 и N_3 реакциями опоры C (R_C и H_C) и силой P (рис. 2.12, б). Составив уравнения равновесия статики для оставшейся части, получим:

$$1) \sum z = 0, \quad H_C = 0; \quad (2.29)$$

$$2) \sum y = 0, \quad -P + N_1 + R_C - N_2 - N_3 = 0; \quad (2.30)$$

$$3) \sum M_C = 0, \quad -P \cdot 3 + N_1 \cdot 1 + N_2 \cdot 1 + N_3 \cdot 3 = 0. \quad (2.31)$$

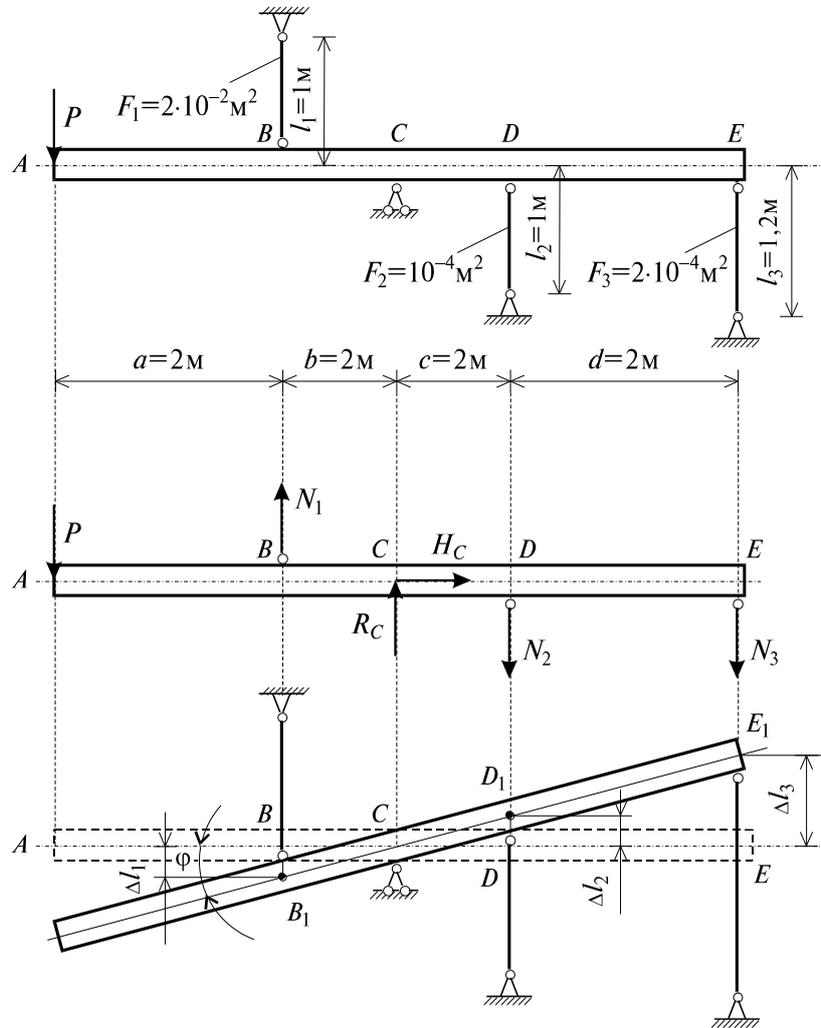


Рис. 2.12

Из уравнений равновесия видно, что система дважды статически неопределима, т.к. два уравнения равновесия (2.30) и (2.31) содержат в своем составе четыре неизвестных. Поэтому для решения задачи необходимо составить два дополнительных уравнения совместности деформаций, раскрывающих статическую неопределимость системы.

Для составления дополнительных уравнений рассмотрим деформированное состояние системы (рис. 2.12, е), имея в виду, что брус абсолютно жесткий и поэтому после деформации тяг останется прямолинейным.

Эти дополнительные уравнения совместности деформаций получим из подобия треугольников $BCB_1 \sim DCD_1$ и $BCB_1 \sim ECE_1$:

$$\frac{\Delta l_1}{b} = \frac{\Delta l_2}{c} \quad \text{и} \quad \frac{\Delta l_1}{b} = \frac{\Delta l_3}{c+d}.$$

Решая эти уравнения, получим:

$$\Delta l_2 = \frac{c \Delta l_1}{b} = \Delta l_1, \quad \Delta l_2 = \Delta l_1; \quad (2.32)$$

$$\Delta l_3 = \frac{(c+d) \Delta l_1}{b} = \frac{3 \Delta l_1}{1} = 3 \Delta l_1, \quad \Delta l_3 = 3 \Delta l_1. \quad (2.33)$$

Выразив деформации тяг по формуле определения абсолютного удлинения:

$$\Delta l_1 = \frac{N_1 l_1}{E F_1} = \frac{N_1 \cdot 1}{E \cdot 2 \cdot 10^{-4}} = \frac{0,5 \cdot 10^4}{E} \cdot N_1;$$

$$\Delta l_2 = \frac{N_2 l_2}{E F_2} = \frac{N_2 \cdot 1}{E \cdot 1 \cdot 10^{-4}} = \frac{10^4}{E} \cdot N_2;$$

$$\Delta l_3 = \frac{N_3 l_3}{E F_3} = \frac{N_3 \cdot 1}{E \cdot 2 \cdot 10^{-4}} = \frac{0,6 \cdot 10^4}{E} \cdot N_3$$

и подставив эти значения в уравнения (2.32) и (2.33), получим:

$$\frac{10^4 \cdot N_2}{E} = \frac{0,5 \cdot 10^4 \cdot N_1}{E}, \quad N_2 = 0,5 N_1; \quad (2.34)$$

$$\frac{0,6 \cdot 10^4 \cdot N_3}{E} = 3 \frac{0,5 \cdot 10^4 \cdot N_1}{E}, \quad N_3 = 2,5 N_1. \quad (2.35)$$

Подставив найденные значения N_2 и N_3 в уравнение (2.31) определяем величину N_1 :

$$-P \cdot 3 + N_1 \cdot 1 + 0,5 \cdot N_1 \cdot 1 + 2,5 \cdot N_1 \cdot 3 = 0; \quad N_1 = 0,3333P.$$

Зная N_1 , из уравнений (2.34) и (2.35), находим N_2 и N_3 :

$$N_2 = \frac{P}{6} = 0,167P; \quad N_3 = 2,5 \frac{1}{3} P = 0,833P.$$

Опорную реакцию R_c определяем из уравнения (2.30), подставив найденные значения N_1 , N_2 и N_3 :

$$-P + 0,3333P + R_c - 0,167P - 0,833P = 0; \quad R_c = 1,667P.$$

После определения величин усилий в тягах N_1 , N_2 , N_3 и реакции R_c необходимо проверить правильность их вычисления. Для этого составим

уравнение равновесия статики $\sum M_A = 0$:

$$-N_1 \cdot a - R_c (a+b) + N_2 (a+b+c) + N_3 (a+b+c+d) = 0;$$

$$-\frac{1}{3} P \cdot 2 - \frac{5}{3} P \cdot 3 + \frac{1}{6} P \cdot 4 + \frac{5}{6} P \cdot 6 = 0;$$

$$-5 \frac{2}{3} \cdot P + 5 \frac{2}{3} \cdot P = 0; \quad 0 = 0.$$

Следовательно, N_1 , N_2 , N_3 и R_c определены правильно.

Угловое смещение бруса (угол φ), ввиду его малости, находим как тангенс угла наклона бруса AE :

$$\operatorname{tg}\varphi \approx \varphi = \frac{\Delta l_1}{b} = \frac{N_1 l_1}{E F_1 b} = \frac{0,333 P \cdot l}{2 \cdot 10^8 \cdot 2 \cdot 10^{-4} \cdot l} = 0,0833 \cdot 10^{-4} P [\text{рад}].$$

2. *Определить в процессе увеличения нагрузки P такую ее величину, при которой напряжение в одной из тяг достигнет предела текучести.* Для вычисления величины P , при которой напряжение в одной из тяг достигнет предела текучести σ_T , определим нормальные напряжения, возникающие в тягах, учитывая то, что тяги работают на растяжение:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{F_1} = \frac{0,333 P}{2 \cdot 10^{-4}} = 0,167 \cdot 10^4 P;$$

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{F_2} = \frac{0,167 P}{1 \cdot 10^{-4}} = 0,167 \cdot 10^4 P;$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{F_3} = \frac{0,833 P}{2 \cdot 10^{-4}} = 0,417 \cdot 10^4 P.$$

Полученные величины напряжений показывают, что в тяге 3 напряжение достигнет предела текучести раньше, чем в тягах 1 и 2, так как $\sigma_3 > \sigma_1$ и $\sigma_3 > \sigma_2$. Поэтому, приравняв напряжение σ_3 пределу текучести σ_T , определим величину P , при которой нормальное напряжение в тяге 3 достигнет предела текучести σ_T :

$$0,417 \cdot 10^4 \cdot P = 24 \cdot 10^4 \text{ кПа},$$

откуда

$$P = \frac{24 \cdot 10^4}{0,417 \cdot 10^4} = 57,6 \text{ кН}.$$

3. *Определить в процессе увеличения нагрузки P ее предельную величину, при которой напряжения в трех тягах достигнут предела текучести, реакцию опоры C и соответствующий этому предельному состоянию угол.* При исчерпании несущей способности всех тяг напряжения в них достигнут предела текучести σ_T . В этом случае предельные усилия, которые возникнут в тягах, будут равны:

$$N_1^{iD} = F_1 \cdot \sigma_T = 2 \cdot 10^{-4} \cdot 24 \cdot 10^4 = 48 \text{ кН};$$

$$N_2^{iD} = F_2 \cdot \sigma_T = 1 \cdot 10^{-4} \cdot 24 \cdot 10^4 = 24 \text{ кН};$$

$$N_3^{iD} = F_3 \cdot \sigma_T = 2 \cdot 10^{-4} \cdot 24 \cdot 10^4 = 48 \text{ кН}.$$

Предельную величину внешней нагрузки, соответствующую исчерпанию несущей способности, найдем из уравнения (2.31), подставив в него предельные значения N_1^{iD} , N_2^{iD} , N_3^{iD} :

$$-P_{III} \cdot 3 + 48 \cdot 1 + 24 \cdot 1 + 48 \cdot 3 = 0; \quad P_{III} = \frac{216}{3} = 72 \text{ кН.}$$

Предельную величину реакции $R_N^{I \text{ D}}$ определяем из уравнения (2.30):

$$-72 + 48 + R_N^{I \text{ D}} - 24 - 48 = 0; \quad R_N^{I \text{ D}} = 96 \text{ кН.}$$

При определении наименьшего угла поворота бруса, соответствующего предельному состоянию системы, необходимо знать, в какой из тяг текучесть наступит позже.

Полученные величины напряжений (см. п. 2) показывают, что в тягах 1 и 2 напряжения достигнут предела текучести одновременно, но позже, чем в тяге 3. Поэтому предельный угол поворота бруса определяем для момента перехода материала тяг 1 и 2 в пластическое состояние:

$$\operatorname{tg} \varphi_{I \text{ D}} \approx \varphi_{I \text{ D}} = \frac{\Delta l_1}{b} = \frac{N_1^{I \text{ D}} \cdot l_1}{E F_1 \cdot b} = \frac{48 \cdot 1}{2 \cdot 10^8 \cdot 2 \cdot 10^{-4} \cdot 1} = 12 \cdot 10^{-4} \text{ рад,}$$

или

$$\operatorname{tg} \varphi_{I \text{ D}} \approx \varphi_{I \text{ D}} = \frac{\Delta l_2}{c} = \frac{N_2^{I \text{ D}} \cdot l_2}{E F_2 \cdot c} = \frac{24 \cdot 1}{2 \cdot 10^8 \cdot 1 \cdot 10^{-4} \cdot 1} = 12 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

4. *Найти несущую способность из расчетов по методам допускаемых напряжений и разрушающих нагрузок при одном и том же коэффициенте запаса прочности. Сопоставить результаты и сделать вывод.* Из предыдущих расчетов (см. п. 2) видно, что текучесть материала раньше появится в тяге 3, т.к. $\sigma_3 > \sigma_1$ и $\sigma_3 > \sigma_2$. Поэтому для определения величины грузоподъемности из расчета по методу допускаемых напряжений приравниваем напряжение в этой тяге $\sigma_3 = 0,417 \cdot 10^4 P$ к допускаемому напряжению:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{24 \cdot 10^4}{1,5} = 16 \cdot 10^4 \text{ кПа,} \quad 0,417 \cdot 10^4 [P] = 16 \cdot 10^4 \text{ кПа,}$$

$$[P] = \frac{16 \cdot 10^4}{0,417 \cdot 10^4} \approx 38,4 \text{ кН.}$$

Несущая способность конструкции из расчета по методу разрушающих нагрузок получим путем деления ранее полученного значения $P_{III} = 72$ кН на коэффициент запаса $n_1 = 1,5$:

$$[P_{I \text{ D}}] = \frac{P_{I \text{ D}}}{n_1} = \frac{72}{1,5} = 48 \text{ кН.}$$

Сравнивая полученные величины, видим, что несущая способность из расчета по методу разрушающих нагрузок больше несущей способности из расчета по методу допускаемых напряжений на $\frac{48 - 38,4}{38,4} \times 100\% \approx 25\%$,

что подтверждает известное положение о том, что метод допускаемых

напряжений, в отличии от метода разрушающих нагрузок, не позволяет определить полную несущую способность системы. Это объясняется тем, что для статически неопределимых систем, переход одного элемента в пластическую стадию работы, как правило, не означает наступления *предельного состояния*. Переход системы в предельное состояние отождествляется с превращением ее из неизменяемой в геометрически изменяемую систему. Известно, что в статически неопределимой системе разрушение “лишних связей” не превращает ее в геометрически изменяемую. Так как реальные сооружения чаще всего представляют собой многократно статически неопределимые системы, материал которых обладает свойством пластичности, поэтому метод предельного равновесия имеет важное значение для раскрытия истинных резервов их несущей способности.

3. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЙ БРУСА

3.1. Статические моменты сечения

При решении практических задач возникает необходимость в использовании различных геометрических характеристик поперечных сечений бруса. Настоящий раздел посвящен методам их определения. Рассмотрим некоторое поперечное сечение в системе координат x, y (рис. 3.1) и рассмотрим два следующих интегральных выражения:

$$S_x = \int_F y dF; \quad S_y = \int_F x dF, \quad (3.1)$$

где нижний индекс у знака интеграла указывает на то, что интегрирование ведется по всей площади сечения F . Каждый из этих интегралов представляет собой сумму произведений элементарных площадок dF на расстояние до соответствующей оси (x или y). Первый интеграл называется статическим моментом сечения относительно оси x , а второй – относительно оси y .

При выполнении практических расчетов важно знать, как меняются статические моменты сечения при параллельном переносе координатных осей (рис 3.2).

Очевидно, что

$$x = x_1 + a; \quad y = y_1 + b. \quad (3.2)$$

Подставляя (3.2) в (3.1) получим:

Сопоставление предела прочности хрупких материалов при растяжении $\sigma_{\text{АД}}$ с пределом прочности при сжатии $\sigma_{\text{АН}}$ показывают, что эти материалы обладают, как правило, более высокими прочностными показателями при сжатии, нежели при растяжении. Величина отношения

$\frac{\sigma_{\dot{A}D}}{\sigma_{\dot{A}N}}$ для чугуна составляет $0.2 \div 0.4$, для керамических материалов $0.1 \div 0.2$.

Для пластичных материалов установлено, что $\sigma_{\dot{A}D} \approx \sigma_{\dot{A}N}$.

Большое влияние на проявление свойств материалов оказывает скорость нагружения и температурное воздействие. При высокоскоростном нагружении более резко проявляются свойства хрупкости, а при медленном нагружении - свойства пластичности. Например, хрупкое стекло способно при длительном воздействии нагрузки в условиях нормальной температуры ($+20^{\circ}\text{C}$) проявляет пластические свойства. Пластичные же материалы, такие, как малоуглеродистая сталь, при воздействии ударных нагрузок проявляет хрупкие свойства. В зависимости от указанных обстоятельств механические свойства материалов проявляются по-разному. Обобщенный анализ свойств материалов с учетом температуры и времени оказывается очень сложным. Функциональная зависимость между четырьмя параметрами σ , ε , температурой t° и временем t , т.е. $f(\sigma, \varepsilon, t^{\circ}, t) = 0$ не является адекватной и содержит в сложной форме дифференциальные и интегральные соотношения, входящих в нее величин.

Так как в обобщенной форме, точное аналитическое выражение функции f получить невозможно, то влияние температуры и фактора времени рассматривается в настоящее время применительно только к частным классам задач. Деление на классы производится как по характеру действия внешних сил так и по типу материалов, а также в зависимости от скорости нагружения.

Наиболее, изучаемыми в механике материалов, являются процессы происходящие при действии медленно изменяющихся (статических) нагрузок.

Скорость изменения этих нагрузок во времени настолько мала, что кинетическая энергия деформируемого тела, составляет незначительную долю от работы внешних сил. Поэтому работа внешних сил превращается только в упругую энергию и в необратимую тепловую энергию, связанную с пластическими деформациями тела.

При статических испытаниях материалов $\left(\frac{d\varepsilon}{dt} = 0.01 \div 3 \frac{1}{\text{с}} \right)$ в

различных температурных режимах определяется зависимость механических характеристик материалов от температуры. Эта зависимость характеризует изменения внутрикristаллических и междикristаллических связей, а в некоторых случаях и структурными изменениями материалов. В общем случае с ростом температуры, прочностные характеристики материалов существенно падают. При этом, чем выше температура, тем труднее определить механические характеристики материалов. Происходит это не только потому, что возрастают сложности в технике эксперимента, но

также вследствие того, что сама характеристика становится менее определенной.

При статическом нагружении, начиная с некоторых значений температур, фактор времени становится очень существенным. Для разных материалов это явление происходит при совершенно различных температурных режимах. Влияние фактора времени обнаруживается и при нормальных температурах. Для металлов его влияние, из-за незначительности, можно пренебречь. А для органических материалов даже при низких температурах время нагружения имеет существенное значения.

В заключение отметим наиболее важные свойства материалов которые обнаруживаются при их испытаниях. Эти свойства имеют фундаментальное значение при построении физических уравнений механики твердого деформируемого тела.

Упругость - это способность твердого деформируемого тела восстанавливать свою форму и объем после прекращения действия внешних нагрузок.

Пластичность - это свойство твердого деформируемого тела до разрушения необратимо изменять свою форму и объем от действия внешних сил.

Вязкость - это свойство оказывать сопротивление за счет трения происходящего при перемещении элементарных частиц тела относительно друг друга в процессе деформирования. Отметим, что при этом, как показывают результаты экспериментов, сила сопротивления, возникающая за счет внутреннего трения материалов, прямым образом зависит от величины скорости перемещения элементарных частиц относительно друг друга.

Упругость, пластичность и вязкость являются главными физическими свойствами твердого деформируемого тела.

Ползучесть - это явление характеризующееся изменения во времени величин деформаций и напряжений в теле при действии статических нагрузок.

Выносливость - при действии периодически изменяющихся по времени нагрузок, это явление, которое характеризуется чувствительностью и изменениями прочностных свойств материалов в зависимости от числа циклов нагружения.

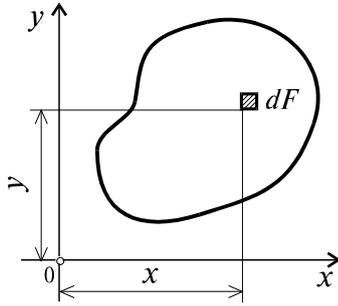


Рис. 3.1

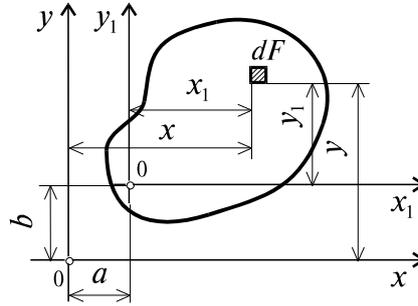


Рис. 3.2

$$\begin{aligned} S_x &= \int_F (y_1 + b) dF = \int_F y_1 dF + bF; \\ S_y &= \int_F (x_1 + a) dF = \int_F x_1 dF + aF. \end{aligned} \quad (3.3)$$

Величины a и b можно подобрать (причем единственным образом) так, чтобы выполнялись следующие равенства:

$$b \cdot F = S_x; \quad a \cdot F = S_y, \quad (3.4)$$

тогда статические моменты $S_{x_1} = S_{y_1} = 0$.

Ось, относительно которой статический момент равен нулю, называется *центральной*. Точка $C(x_c, y_c)$ пересечения центральных осей называется *центром тяжести сечения* в системе координат (x, y) и определяется из (3.4):

$$x_c = a = \frac{S_y}{F}; \quad y_c = b = \frac{S_x}{F}. \quad (3.5)$$

Далее предположим, что брус имеет составное сечение (рис. 3.3) с общей площадью F . Обозначим через F_k ($k = 1, 2, 3, \dots, n$) площадь k -ой области, принадлежащей к составному сечению бруса. Тогда выражение (3.1) можно преобразовать в следующем виде:

$$S_x = \sum_{k=1}^n \int_{F_k} y dF = \sum_{k=1}^n S_x^{(k)}; \quad S_y = \sum_{k=1}^n \int_{F_k} x dF = \sum_{k=1}^n S_y^{(k)}, \quad (3.6)$$

где $S_x^{(k)}$, $S_y^{(k)}$ – статические моменты k -той области относительно осей x и y . Следовательно, статический момент составного сечения равен сумме статических моментов составляющих областей.

3.2. Моменты инерции сечения

В дополнение к статическим моментам в системе координат xOy (рис. 3.1) рассмотрим три интегральных выражения:

$$\begin{aligned} I_x &= \int_F y^2 dF; & I_y &= \int_F x^2 dF; \\ I_{xy} &= \int_F yx dF. \end{aligned} \quad (3.7)$$

Первые два интегральных выражения называются осевыми моментами инерции относительно осей x и y , а третье – центробежным моментом инерции сечения относительно осей x, y .

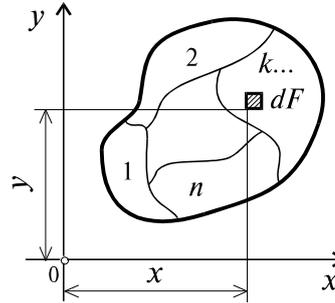


Рис. 3.3

Для сечений, состоящих из n -числа областей (рис. 3.3), формулы (3.7) по аналогии с (3.6) будут иметь вид:

$$\begin{aligned} I_x &= \sum_{k=1}^n \int_{F_k} y^2 dF = \sum_{k=1}^n I_x^{(k)}; & I_y &= \sum_{k=1}^n \int_{F_k} x^2 dF = \sum_{k=1}^n I_y^{(k)}; \\ I_{xy} &= \sum_{k=1}^n \int_{F_k} xy dF = \sum_{k=1}^n I_{xy}^{(k)}. \end{aligned}$$

Рассмотрим, как изменяются моменты инерции сечения при параллельном переносе координатных осей x и y (см. рис. 3.2). Преобразуя формулы (3.7) с учетом выражения (3.2), получим:

$$\begin{aligned} I_x &= I_{x_1} + 2bS_{x_1} + b^2F; \\ I_y &= I_{y_1} + 2aS_{y_1} + a^2F; \\ I_{xy} &= I_{x_1y_1} + aS_{x_1} + bS_{y_1} + abF. \end{aligned} \quad (3.8)$$

Если предположить, что оси x_1 и y_1 (см. рис. 3.2) являются центральными, тогда $S_{x_1} = S_{y_1} = 0$ и выражения (3.8) упрощаются и принимают вид:

$$I_x = I_{x_1} + b^2F; \quad I_y = I_{y_1} + a^2F; \quad I_{xy} = I_{x_1y_1} + abF. \quad (3.9)$$

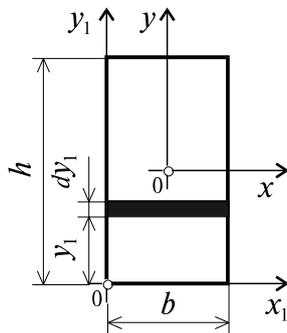


Рис. 3.4

Определим осевые моменты инерции прямоугольника относительно осей x и y , проходящих через его центр тяжести (рис. 3.4). В качестве элементарной площадки dF возьмем полоску шириной b и высотой dy (рис. 3.4). Тогда будем иметь:

$$I_x = \int_F y^2 dF = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} y^2 dF b dy =$$

$$= \frac{b}{3} \left(\frac{h^3}{8} + \frac{h^3}{8} \right) = \frac{bh^3}{12}.$$

Аналогичным образом можно установить, что $I_y = \frac{hb^3}{12}$.

Для систем, рассматриваемых в полярной системе координат (рис. 3.5, а), вводится также полярный момент инерции:

$$I_p = \int_F \rho^2 dF.$$

где ρ – радиус-вектор точки тела в заданной полярной системе координат.

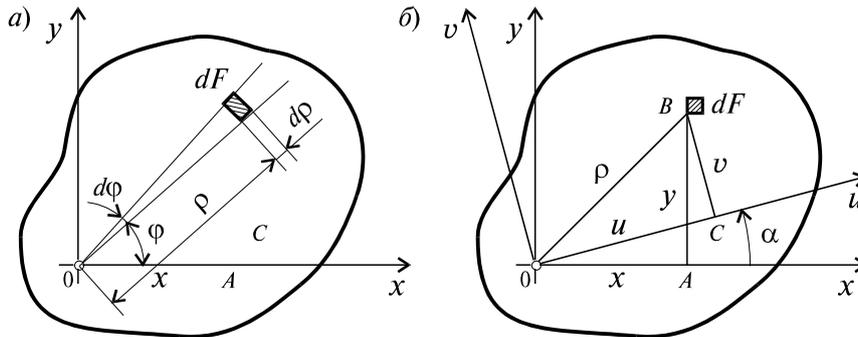


Рис. 3.5

Вычислим полярный момент инерции круга радиуса R . На рис. 3.5, а показана элементарная площадка, очерченная двумя радиусами и двумя concentric surfaces, площадью

$$dF = \rho d\rho d\varphi.$$

Интегрирование по площади заменим двойным интегрированием:

$$I_{\rho} = \int_F \rho^2 dF = \int_0^{2\pi} d\varphi \int_0^R \rho^3 d\rho = \frac{R^4}{4} \int_0^{2\pi} d\varphi = \frac{\pi R^4}{2}.$$

Найдем зависимость между полярным и осевыми моментами инерции для круга. Из геометрии видно (рис. 3.5, б), что

$$\rho^2 = x^2 + y^2,$$

следовательно,

$$I_{\rho} = \int_F \rho^2 dF = \int_F (x^2 + y^2) dF = \int_F x^2 dF + \int_F y^2 dF = I_x + I_y.$$

Так как оси x и y для круга равнозначны, то $I_x = I_y = \frac{\pi R^4}{4}$.

Полярный момент инерции кольца может быть найден как разность моментов инерции двух кругов: наружного (радиусом R) и внутреннего (радиусом r):

$$I_{\rho}^K = \frac{\pi R^4}{2} - \frac{\pi r^4}{2} = \frac{\pi}{2} (R^4 - r^4).$$

3.3. Главные оси и главные моменты инерции

Рассмотрим, как изменяются моменты инерции плоского сечения при повороте осей координат из положения x и y к положению u и v . Из рис. 3.5, б легко установить, что

$$u = y \sin \alpha + x \cos \alpha; \quad v = y \cos \alpha - x \sin \alpha. \quad (3.10)$$

Из выражений:

$$I_u = \int_F v^2 dF; \quad I_v = \int_F u^2 dF; \quad I_{uv} = \int_F uv dF$$

с учетом (3.10) после несложных преобразований получим:

$$\begin{aligned} I_u &= I_x \cos^2 \alpha + I_y \sin^2 \alpha + I_{xy} \sin 2\alpha; \\ I_v &= I_x \sin^2 \alpha + I_y \cos^2 \alpha - I_{xy} \sin 2\alpha; \\ I_{uv} &= 0,5(I_x - I_y) \sin 2\alpha + I_{xy} \cos 2\alpha. \end{aligned} \quad (3.11)$$

Складывая первые два уравнения, получим:

$$I_u + I_v = I_x + I_y = I_{\rho}, \quad (3.12)$$

где $\rho^2 = x^2 + y^2$; I_{ρ} – полярный момент инерции сечения, величина которого, как видно, не зависит от угла поворота координатных осей.

Дифференцируя в (3.11) выражение I_u по α и приравнявая его нулю, находим значение $\alpha = \alpha_0$, при котором функция I_u принимает экстремальное значение:

$$\alpha_0 = \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{2I_{xy}}{I_y - I_x}. \quad (3.13)$$

С учетом (3.12) можно утверждать, что при $\alpha = \alpha_0$ один из осевых моментов I_u или I_v будет наибольшим, а другой наименьшим. Одновременно при $\alpha = \alpha_0$ I_{uv} обращается в нуль, что легко установить из третьей формулы (3.11).

Декартовы оси координат, относительно которых осевые моменты инерции принимают экстремальные значения, называются *главными осями инерции*. Осевые моменты инерции относительно главных осей называются главными и определяются из (3.11) с учетом (3.13) и имеют вид:

$$I_{\max}^{\min} = \frac{I_x + I_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{I_y - I_x}{2}\right)^2 + I_{xy}^2}. \quad (3.14)$$

В заключение введем понятие *радиуса инерции* сечения относительно координатных осей x и y — i_x и i_y , соответственно, которые определяются по формулам:

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{F}}; \quad i_y = \sqrt{\frac{I_y}{F}}. \quad (3.15)$$

3.4. Пример расчета (задача № 3)

Для сечения, составленного из швеллера №20 а, равнобокого уголка $(80 \times 80 \times 8) \cdot 10^{-9} \text{ м}^3$ и полосы $(180 \times 10) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ (рис. 3.6) требуется:

1. Найти общую площадь сечения;
2. Определить центр тяжести составного сечения;
3. Определить осевые и центробежный моменты инерции сечения относительно осей, проходящих через его центр тяжести;
4. Найти положение главных центральных осей инерции;
5. Определить величины главных центральных моментов инерции сечения и проверить правильность их вычисления;
6. Вычислить величины главных радиусов инерции.

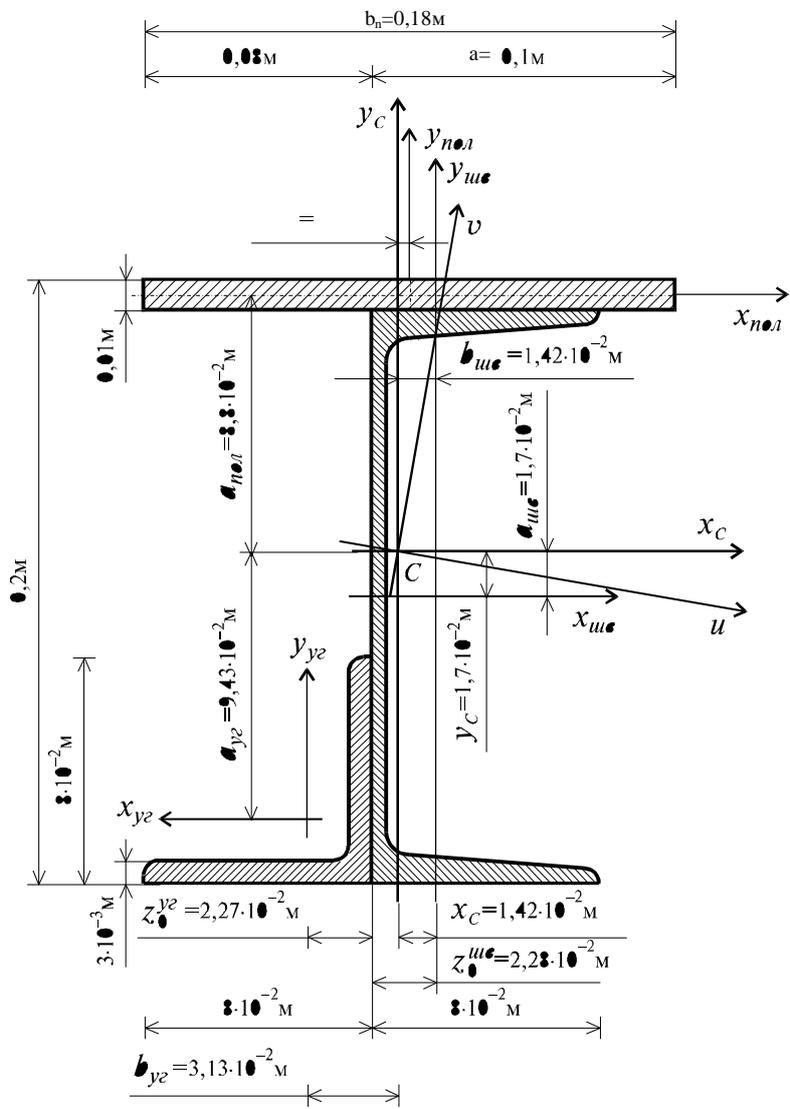


Рис. 3.6

Решение

Из сортамента выписываем все необходимые геометрические характеристики для профилей, входящих в составное сечение.

Швеллер № 20 а (ГОСТ 8240–72): $h_{шв} = 0,2$ м, $b_{шв} = 0,08$ м, $F_{шв} = 25,2 \cdot 10^{-4}$ м², $I_{x_{\hat{a}}}^{\hat{a}} = 1670 \cdot 10^{-8}$ м⁴, $I_{y_{\hat{a}}}^{\hat{a}} = 139 \cdot 10^{-8}$ м⁴, $z_0^{\hat{a}} = 0,0228$ м.

Уголок (80×80×8)·10⁻⁹ м³ (ГОСТ 8509–72): $b_{yz} = 0,08$ м, $F_{yz} = 12,3 \cdot 10^{-4}$ м²,
 $I_{x_{\hat{a}}}^{\hat{a}} = I_{y_{\hat{a}}}^{\hat{a}} = 73,4 \cdot 10^{-8}$ м⁴, $I_{x_0^{\hat{a}}}^{\hat{a}} = I_{max}^{\hat{a}} = 116 \cdot 10^{-8}$ м⁴,
 $I_{y_0^{\hat{a}}}^{\hat{a}} = I_{min}^{\hat{a}} = 30,3 \cdot 10^{-8}$ м⁴, $z_0^{\hat{a}} = 0,0227$ м.

Полоса $b_{\Pi} \delta_{\Pi} = 18 \cdot 1 \cdot 10^{-4}$ м², $F_{\Pi} = b_{\Pi} \delta_{\Pi} = 18 \cdot 1 \cdot 10^{-4}$ м² = $18 \cdot 10^{-4}$ м²;

$$I_{x_i}^i = \frac{18 \cdot 10^{-2} (1 \cdot 10^{-2})^3}{12} = 1,5 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4, \quad I_{y_i}^i = \frac{1 \cdot 10^{-2} \cdot (18 \cdot 10^{-2})^3}{12} = 486 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

1. *Определение общей площади составного сечения*. Общая площадь составного сечения определяется по формуле:

$$F = F_{шв} + F_{yz} + F_{\Pi}, \quad F = (25,2 + 12,3 + 18) \cdot 10^{-4} = 55,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

2. *Определить центр тяжести составного сечения*. В качестве вспомогательных осей для определения положения центра тяжести примем горизонтальную и вертикальную оси $x_{шв}$ и $y_{шв}$, проходящие через центр тяжести швеллера. Статические моменты площади всего сечения относительно этих осей будут равны:

$$S_{x_{шв}} = F_{\Pi} (0,5 h_{шв} + 0,5 \delta_{\Pi}) + F_{yz} (-0,5 h + z_0^{yz}) = \\ = [18(10 + 0,5) + 12,3(-10 + 2,27)] \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 93,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$S_{y_{шв}} = F_{\Pi} \left(a - \frac{b_{\Pi}}{2} - z_0^{шв} \right) + F_{yz} (-z_0^{шв} - z_0^{yz}) = \\ = [18(-2,28 + 1) + 12,3(-2,28 - 2,27)] \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 79 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Координаты центра тяжести вычисляем по формулам:

$$y_c = \frac{S_{x_{шв}}}{F} = \frac{93,9 \cdot 10^{-6}}{55,5 \cdot 10^{-4}} = +0,017 \text{ м}, \quad x_c = \frac{S_{y_{шв}}}{F} = \frac{79 \cdot 10^{-6}}{55,5 \cdot 10^{-4}} = -0,0142 \text{ м}.$$

3. *Определить осевые и центробежные моменты инерции сечения относительно осей, проходящих через его центр тяжести*. Для определения указанных моментов инерции составного сечения воспользуемся формулами, выражающими зависимость между моментами инерции относительно параллельных осей:

$$I_{x_c} = I_{x_{\hat{a}}}^{\hat{a}} + F_{\hat{a}} a_{\hat{a}}^2 + I_{x_0^{\hat{a}}}^{\hat{a}} + F_{\hat{a}} a_{\hat{a}}^2 + I_{x_i}^i + F_i a_i^2. \quad (3.16)$$

$$I_{y_c} = I_{y^{\hat{a}}} + F_{\hat{a}} b_{\hat{a}}^2 + I_{y^{\hat{a}}}^{\hat{a}\hat{a}} + F_{\hat{a}\hat{a}} b_{\hat{a}\hat{a}}^2 + I_{y^i} + F_i b_i^2. \quad (3.17)$$

$$I_{x_c y_c} = I_{xy}^{\hat{a}} + F_{\hat{a}} a_{\hat{a}} b_{\hat{a}} + I_{xy}^{\hat{a}\hat{a}} + F_{\hat{a}\hat{a}} a_{\hat{a}\hat{a}} b_{\hat{a}\hat{a}} + I_{xy}^i + F_i a_i b_i. \quad (3.18)$$

В этих формулах расстояние между осями, проходящими через центр тяжести составного сечения, и осями, проходящими через центры тяжести каждой составной части фигуры, a и b (рис. 3.6), в рассматриваемом случае будут равны:

$$a_{\hat{a}} = -y_c = -0,017 \text{ м}, \quad b_{\hat{a}} = -x_c = +0,0142 \text{ м};$$

$$a_{\Pi} = \left(\frac{h_{ув}}{2} + \frac{\delta_{\Pi}}{2} - y_c \right) = (10 + 0,5 - 1,7) \cdot 10^{-2} = 0,088 \text{ м};$$

$$b_{\Pi} = \left(a - z_0^{ув} - \frac{b_{\Pi}}{2} + |x_c| \right) = (10 - 2,28 - 9 + 1,42) \cdot 10^{-2} = +0,0014 \text{ м}.$$

Подставив числовые значения величин в формулы (3.16) и (3.17), получим:

$$I_{x_c} = [1670 + 25,2(-1,7)^2 + 73,4 + 12,3(-9,43)^2 + 1,5 + 18 \cdot (8,8)^2] \cdot 10^{-8} = 4305,4 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

$$I_{y_c} = [139 + 25,2(1,42)^2 + 73,4 + 12,3(-3,13)^2 + 486 + 18(0,14)^2] \cdot 10^{-8} = 870,1 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

При вычислении центробежного момента инерции составного сечения следует иметь в виду, что $I_{xy}^{\hat{a}}$ и I_{xy}^i равны 0, так как швеллер и полоса имеют оси симметрии, а

$$I_{xy}^{\hat{a}\hat{a}} = \frac{I_{\max}^{\hat{a}\hat{a}} - I_{\min}^{\hat{a}\hat{a}}}{2} \sin 2\alpha,$$

где $I_{\max}^{\hat{a}\hat{a}} = I_{x_0}^{\hat{a}\hat{a}}$, $I_{\min}^{\hat{a}\hat{a}} = I_{y_0}^{\hat{a}\hat{a}}$; α – угол между осью x и главной осью x_0 уголка. Этот угол может быть положительным или отрицательным. В нашем примере $\alpha = +45^\circ$, поэтому:

$$I_{xy}^{\hat{a}\hat{a}} = \frac{(116 - 30,3) \cdot 10^{-8}}{2} \sin 2(+45^\circ) = \frac{85,7}{2} (1) \cdot 10^{-8} = 42,85 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Далее, подставив числовые значения в формулу (3.18), получим величину центробежного момента инерции составного сечения:

$$I_{x_c y_c} = [0 + 25,2 \cdot (-1,7) \cdot 1,42 + 42,85 + 12,3 \cdot (-9,43) \cdot (-3,13) + 0 +$$

$$+ 18 \cdot 8,8 \cdot 0,14] \cdot 10^{-8} = 367,2 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

4. *Найти положение главных центральных осей инерции.* Угол наклона главных осей инерции, проходящих через центр тяжести составного сечения, к центральным осям инерции x_C и y_C определим по формуле:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = -\frac{2I_{x_C y_C}}{I_{x_C} - I_{y_C}} = \frac{2 \cdot 367,2 \cdot 10^{-8}}{(4305,4 - 870,1) \cdot 10^{-8}} = -0,214, \quad 2\alpha \approx -12^\circ, \quad \alpha = -6^\circ.$$

Так как угол α получился отрицательным, то для отыскания положения главной оси максимального момента инерции u следует ось x_0 , осевой момент инерции относительно которой имеет наибольшее значение, повернуть на угол α по ходу часовой стрелки. Вторая ось минимального момента инерции v будет перпендикулярна оси u .

5. *Определить величины главных центральных моментов инерции сечения и проверить правильность их вычисления.* Величины главных центральных моментов инерции составного сечения вычисляем по формуле:

$$I_{\max} = \frac{I_{x_C} + I_{y_C}}{2} + \sqrt{\left(\frac{I_{x_C} - I_{y_C}}{2}\right)^2 + I_{x_C y_C}^2};$$

$$I_{\min} = \frac{I_{x_C} + I_{y_C}}{2} - \sqrt{\left(\frac{I_{x_C} - I_{y_C}}{2}\right)^2 + I_{x_C y_C}^2};$$

$$I_{\max} = \left[\frac{4305,4 + 870,1}{2} + \sqrt{\left(\frac{4305,4 - 870,1}{2}\right)^2 + 367,2^2} \right] \cdot 10^{-8} =$$

$$= (2587,75 + 1756,8) \cdot 10^{-8} = 4344,55 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$I_{\min} = (2587,75 - 1756,8) \cdot 10^{-8} = 830,95 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Для контроля правильности вычисления величины моментов инерции составного сечения производим проверки.

1-ая проверка: $I_{\max} + I_{\min} = I_{x_C} + I_{y_C} = \text{const};$

$$I_{\max} + I_{\min} = (4344,55 + 830,95) \cdot 10^{-8} = (5175,5) \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$I_{x_C} + I_{y_C} = (4305,4 + 870,1) \cdot 10^{-8} = (5175,5) \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

2-ая проверка: $I_{\max} > I_{x_C} > I_{y_C} > 0;$

$$4344,55 \cdot 10^{-8} > 4305,4 \cdot 10^{-8} > 870,1 \cdot 10^{-8} > 830,95 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Проверки удовлетворяются, что говорит о правильности вычисления моментов инерции составного сечения.

6. Вычислить величины главных радиусов инерции. Величины главных радиусов инерции вычисляем по известным формулам:

$$i_{\max} = \sqrt{\frac{I_{\max}}{F}} = \sqrt{\frac{4344,55 \cdot 10^{-8}}{55,5 \cdot 10^{-4}}} \approx 0,0885 \text{ м} ;$$

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{F}} = \sqrt{\frac{830,95 \cdot 10^{-8}}{55,5 \cdot 10^{-4}}} \approx 0,0387 \text{ м} .$$

4. КРУЧЕНИЕ

4.1. Кручение бруса с круглым поперечным сечением

Здесь под кручением понимается такой вид нагружения, при котором в поперечных сечениях бруса возникает только крутящий момент. Прочие силовые факторы, т.е. N_z , Q_x , Q_y , M_x , M_y равны нулю.

Для крутящего момента, независимо от формы поперечного сечения бруса, принято следующее правило знаков. Если наблюдатель смотрит на поперечное сечение со стороны внешней нормали и видит момент M_z направленным по часовой стрелке, то момент считается положительным. При противоположном направлении моменту приписывается отрицательный знак.

При расчете бруса на кручение (вала) требуется решить две основные задачи. Во-первых, необходимо определить напряжения, возникающие в брусе, и, во-вторых, надо найти угловые перемещения сечений бруса в зависимости от величин внешних моментов.

Наиболее просто можно получить решение для вала с круглым поперечным сечением (рис. 4.1 а). Механизм деформирования бруса с круглым поперечным сечением можно представить в виде. Предполагая, что каждое поперечное сечение бруса в результате действия внешних моментов поворачивается в своей плоскости на некоторый угол как жесткое целое. Данное предположение, заложенное в основу теории кручения, носит название гипотезы *плоских сечений*.

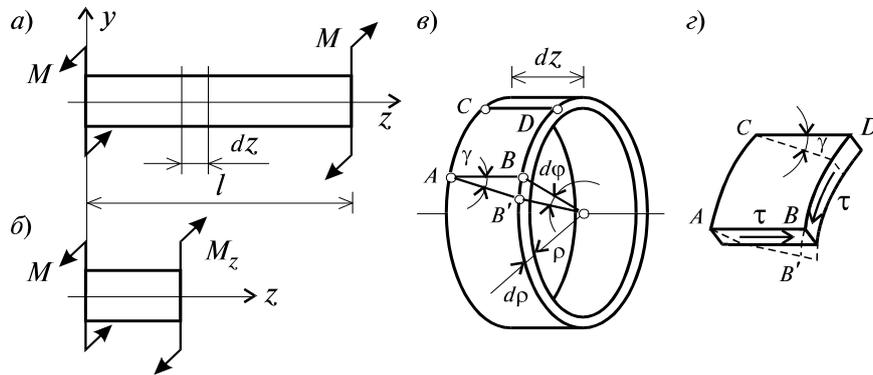


Рис. 4.1

Для построения эпюры крутящих моментов M_z применим традиционный метод сечений – на расстоянии z от начала координат разрежем брус на две части и правую отбросим (рис. 4.1, б). Для оставшейся части бруса, изображенной на рис. 4.1, б, составляя уравнение равенства нулю суммы крутящих моментов $\sum M_z = 0$, получим:

$$M_z = M. \quad (4.1)$$

Поскольку сечение было выбрано произвольно, то можно сделать вывод, что уравнение (4.1) верно для любого сечения вала – крутящий момент M_z в данном случае постоянен по всей длине бруса.

Далее двумя поперечными сечениями, как это показано на рис. 4.1, а, из состава бруса выделим элемент длиной dz , а из него свою очередь двумя цилиндрическими поверхностями с радиусами ρ и $\rho + d\rho$ выделим элементарное кольцо, показанное на рис. 4.1, в. В результате кручения правое торцевое сечение кольца повернется на угол $d\varphi$. При этом образующая цилиндра AB повернется на угол γ и займет положение AB' . Дуга BB' равна с одной стороны, $\rho d\varphi$, а с другой стороны – γdz . Следовательно,

$$\gamma = \rho \frac{d\varphi}{dz}. \quad (4.2)$$

Если разрезать образовавшуюся фигуру по образующей и развернуть (рис. 4.1, з), то можно видеть, что угол γ представляет собой не что иное, как угол сдвига данной цилиндрической поверхности под действием касательных напряжений τ , вызванных действием крутящего момента. Обозначая

$$\Theta = \frac{d\varphi}{dz}, \quad (4.3)$$

где Θ – относительный угол закручивания. Этот угол представляет собой угол взаимного поворота двух сечений, отнесенный к расстоянию между ними. Величина Θ аналогична относительному удлинению при простом растяжении или сжатии стержня.

Из совместного рассмотрения (4.2) и (4.3) и после некоторых преобразований, получим:

$$\gamma = \rho \Theta. \quad (4.4)$$

Подставляя выражение (4.4) в выражение закона Гука для сдвига (2.23), в данном случае выражение касательных напряжений принимает следующий вид:

$$\tau = G \Theta \rho, \quad (4.5)$$

где τ – касательные напряжения в поперечном сечении бруса. Парные им напряжения возникают в продольных плоскостях – в осевых сечениях.

Величину крутящего момента M_z можно определить через τ с помощью следующих рассуждений. Момент относительно оси z от действия касательных напряжений τ на элементарной площадке dF равен (рис. 4.2):

$$dM = \tau \rho dF.$$

Проинтегрировав это выражение по площади поперечного сечения вала, получим:

$$M_z = \int_F \tau \rho dF. \quad (4.6)$$

Из совместного рассмотрения (4.5) и (4.6) получим:

$$M_z = G \Theta \int_F \rho^2 dF = G \Theta I_\rho. \quad (4.7)$$

Откуда

$$\Theta = \frac{M_z}{G I_\rho}. \quad (4.8)$$

Величина $G I_\rho$ называется жесткостью бруса при кручении.

Из (4.8), с учетом (4.3), интегрируя полученное выражение по параметру z , получим:

$$\varphi(z) = \int_0^z \frac{M_z dz}{G I_\rho}. \quad (4.9)$$

Если крутящий момент M_z и жесткость $G I_\rho$ по длине бруса постоянны, то из (4.9) получим:

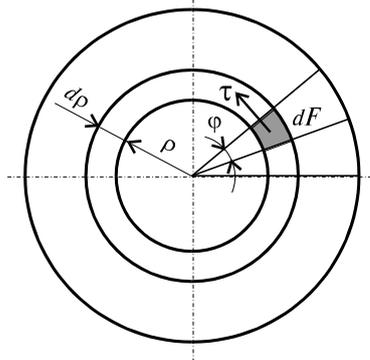


Рис. 4.2

$$\varphi(z) = \frac{M_z dz}{G I_\rho} + \varphi(0), \quad (4.10)$$

где $\varphi(0)$ – угол закручивания сечения в начале системы отсчета.

Для определения выражения напряжений, возвращаясь к формуле (4.5) и исключая из него θ , согласно (4.8), получим:

$$\tau(\rho) = \frac{M_z dz}{G I_\rho}. \quad (4.11)$$

Величина $W_\rho = \frac{I_\rho}{\rho_{\max}}$ называется полярным моментом сопротивления поперечного сечения бруса в форме сплошного круга радиусом R . Определяется эта величина из следующих соображений:

$$I_\rho = \frac{\pi R^4}{2}; \quad \rho_{\max} = R \rightarrow W_\rho = \frac{\pi R^3}{2} = \frac{\pi D^3}{16}. \quad (4.12)$$

Если же в брусе имеется внутренняя центральная полость радиусом $r = \frac{d}{2}$, то для кольца

$$W_\rho^K = \frac{\pi}{2} (R^3 - r^3) = \frac{\pi D^3}{16} (1 - c^4), \quad (4.13)$$

где $c = \frac{r}{R} = \frac{d}{D}$.

4.2. Кручение бруса с некруглым поперечным сечением

Определение напряжений в брусе с некруглым поперечным сечением представляет собой сложную задачу, которая не может быть решена методами сопротивления материалов. Причина заключается в том, что для некруглого поперечного сечения упрощающая гипотеза плоских сечений, оказывается неприемлимой. В данном случае поперечные сечения существенно искривляются, в результате чего заметно меняется картина распределения напряжений.

Таким образом, при определении углов сдвига, в данном случае, необходимо учитывать не только взаимный поворот сечений, но и деформации сечений в своей плоскости, связанная с искривлением сечений.

Задача резко усложняется тем, что для некруглого сечения, напряжения должны определяться как функции уже не одного независимого переменного ρ , а двух – x и y .

Отметим некоторые особенности законов распределения напряжений в поперечных сечениях некруглой формы. Если поперечное сечение имеет внешние углы, то в них касательные напряжения должны обращаться в нуль. Если наружная поверхность бруса при кручении свободна, то касательные напряжения в поперечном сечении, направленные по нормали к контуру также будут равны нулю.

На рис. 4.3 показана, полученная методом теории упругости, эпюра касательных напряжений для бруса прямоугольного сечения. В углах, как видно, напряжения равны нулю, а наибольшие их значения возникают по серединам больших сторон:

в точке А

$$\tau_A = \tau_{\max} = \frac{M z}{W_E}, \quad (4.14)$$

где $W_K = \beta b^3$ – аналог полярного момента сопротивления поперечного сечения прямоугольного бруса;

в точке В

$$\tau_B = \eta \tau_{\max}, \quad (4.15)$$

здесь необходимо учесть, что b – малая сторона прямоугольника.

Значения угла закручивания определяется по формуле:

$$\varphi(z) = \frac{M z z}{G I_K}, \quad (4.16)$$

где $I_K = \alpha b^4$ – аналог полярного момента инерции поперечного сечения бруса.

Коэффициенты α , β и η зависят от отношения сторон $m = h/b$, и их значения приведены в табл. 3.

Таблица 3

m	1	1,5	2,0	3,0	6,0	10
α	0,141	0,294	0,457	0,790	1,789	3,123
β	0,208	0,346	0,493	0,801	1,789	3,123
η	1,000	0,859	0,795	0,753	0,743	0,742

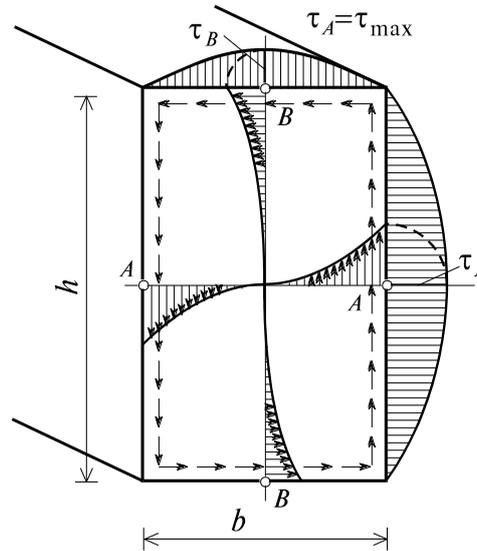


Рис. 4.3

Геометрические характеристики наиболее представительных форм сечений обобщены в табл. 4.

4.3. Пример расчета (задача № 4)

Стальной валик переменного сечения, испытывающего кручение, закручивается крутящими моментами, действующими в двух крайних и двух пролетных сечениях. Расчетная схема валика, ее геометрические размеры, величины и точки приложения внешних крутящих моментов указаны на рис. 4.4, а.

Требуется:

1. Построить эпюру крутящих моментов;
2. Найти допускаемую величину момента M ;
3. Построить эпюры касательных напряжений по сечениям вала, отметив на сечениях опасные точки;
4. Построить эпюру углов закручивания;

Модуль упругости при сдвиге материала вала $G = 8 \cdot 10^7$ кН/м². Расчетное сопротивление материала вала срезу $R_C = 10^5$ кН/м².

Решение

1. *Построить эпюру крутящих моментов.* Для определения величины крутящих моментов используется метод сечений. Согласно расчетной схемы (рис. 4.5, а) для I участка ($0 \leq z \leq 0,5$ м):

$$\sum M_{\text{внеш}} = 2M + M_{z_1} = 0, \quad \text{откуда} \quad M_{z_1} = -2M.$$

Согласно расчетной схемы (рис. 4.5, б) для участка II ($0,5 \text{ м} \leq z \leq 1,0$ м):

$$\sum M_{\text{внеш}} = 2M - 5,5M + M_{z_2} = 0, \quad \text{откуда} \quad M_{z_2} = 3,5M.$$

Согласно расчетной схемы (рис. 4.5, в) для участка III ($1,0 \text{ м} \leq z \leq 1,8$ м):

$$\sum M_{\text{внеш}} = M + M_{z_3} = 0, \quad \text{откуда} \quad M_{z_3} = -M.$$

По полученным данным строим эпюру крутящих моментов (рис. 4.4, б).

2. *Найти допускаемую величину момента M .* Допускаемая величина момента M_p определяется из условия прочности:

$$\tau = \frac{M_p}{W_{KP}} \leq R_C.$$

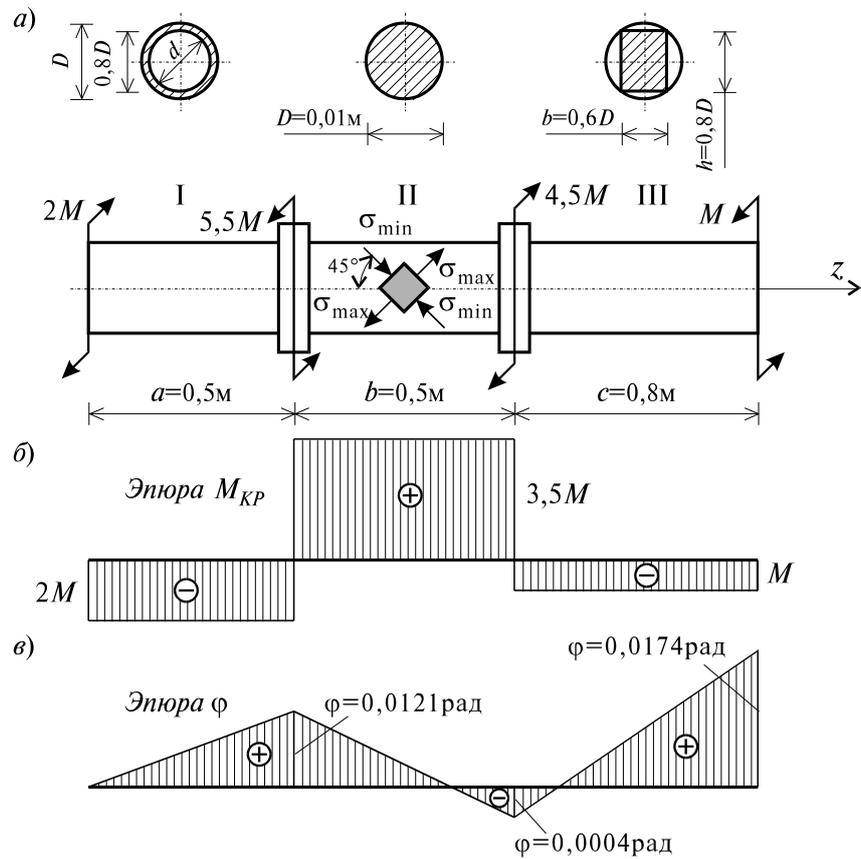


Рис. 4.4

Сначала определим моменты сопротивления сечения валика для каждого участка.

Участок (трубчатое сечение) согласно (4.13):

$$W_p^I = \frac{\pi D^3}{16} (1 - \tilde{n}^4); \quad \text{где } c = \frac{d}{D} = 0,8;$$

$$W_p^I = \frac{3,14 \cdot (10 \cdot 10^{-2})^3}{16} (1 - 0,8^3) = 116 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

II участок (круглое сечение):

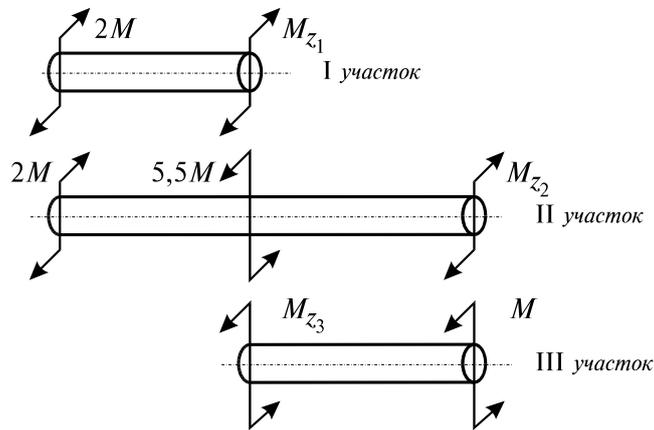


Рис. 4.5

$$W_{\rho}^{\text{II}} = \frac{\pi D^3}{16} = \frac{3,14 \cdot (10 \cdot 10^{-2})^3}{16} = 196 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

III участок (прямоугольное сечение):

$$W_{\text{KP}}^{\text{III}} = \beta b^3,$$

где β – коэффициент, зависящий от отношения сторон прямоугольного сечения h/b ($h > b$). В данном случае $h/b = 8/6 = 1,333$, $\beta = 0,300$ тогда

$$W_{\text{KP}}^{\text{III}} = 0,300 \cdot (6 \cdot 10^{-2})^3 = 64,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Подсчитаем теперь напряжения по участкам в зависимости от момента M :

$$\tau_1 = \frac{M_{z1}}{W_{\rho}^{\text{I}}} = \frac{-2M}{116} \cdot 10^6 = -0,0172 \cdot 10^6 M,$$

$$\tau_2 = \frac{M_{z2}}{W_{\rho}^{\text{II}}} = \frac{3,5M}{196} \cdot 10^6 = 0,0178 \cdot 10^6 M,$$

$$\tau_3 = \frac{M_{z_3}}{W_{KP}^{III}} = \frac{-M}{64,8} \cdot 10^6 = -0,0154 \cdot 10^6 M.$$

Из сравнения результатов видно, что наиболее напряженным является участок II, поэтому допускаемая величина момента $[M]$ определяется из зависимости:

$$\tau_2 = 0,0178 \cdot 10^6 [M] \leq R_C,$$

откуда

$$[M] = \frac{10^5}{17800} = 5,62 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

4. Построить эпюры касательных напряжений по сечениям вала, отметив на сечениях опасные точки. Касательные напряжения в точках поперечного сечения валика определяются по формулам:

для круглого сечения при $0 \leq \rho \leq \frac{D}{2}$, $\tau = \frac{M_{KP}}{I_\rho} \rho$;

для трубчатого сечения при $\frac{d}{2} \leq \rho \leq \frac{D}{2}$, $\tau = \frac{M_{KP}}{I_\rho} \rho$;

для прямоугольного сечения $\tau_{\max} = \frac{j_{KP}}{W_{KP}}$ (в середине большей стороны) и

$\tau_1 = \gamma \tau_{\max}$ (в середине меньшей стороны).

Подсчитаем моменты инерции сечений валика относительно центра их кручения.

Участок I (трубчатое сечение):

$$I_\rho^I = \frac{\pi D^4}{32} (1 - c^4) = \frac{3,14 \cdot 10^4}{32} (1 - 0,8^4) = 580 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Участок II (круглое сечение):

$$I_\rho^{II} = \frac{\pi D^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 10^4}{32} \cdot 10^{-8} = 980 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Участок III (прямоугольное сечение):

$$I_{KP}^{III} = \alpha b^4 = 0,243 \cdot (6 \cdot 10^{-2})^4 = 315 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4,$$

где $\alpha = 0,243$ при $h/b = 1/33$.

Определим значения напряжений в характерных точках сечений.

Участок I ($0 \leq z \leq 0,5$ м):

$$\text{при } \rho = \frac{d}{2} = 0,04 \text{ м}, \quad \tau_1 = \frac{2 \cdot 5,62 \cdot 0,04}{580 \cdot 10^{-8}} = 77517 \text{ кН/м}^2 = 77,5 \text{ МПа};$$

$$\text{при } \rho = \frac{D}{2} = 0,05 \text{ м}, \quad \tau_{1\max} = \frac{2 \cdot 5,62 \cdot 0,05}{580 \cdot 10^{-8}} = 96896 \text{ кН/м}^2 = 97,0 \text{ МПа}.$$

Участок II (0,5 м ≤ z ≤ 1,5 м):

$$\text{при } \rho = 0, \quad \tau_2 = 0.$$

$$\text{при } \rho = \frac{D}{2}, \quad \tau_{2\max} = \frac{3,5 \cdot 2 \cdot 5,62 \cdot 0,05}{980 \cdot 10^{-8}} = 100357 \text{ кН/м}^2 = 100,0 \text{ МПа}.$$

Участок III (1,0 м ≤ z ≤ 1,8 м): в середине большей стороны

$$\tau_{3\max} = \frac{5,62}{64,8 \cdot 10^{-6}} = 86728 \text{ кН/м}^2 = 86,8 \text{ МПа},$$

в середине меньшей стороны

$$\tau_3 = \gamma \tau_{\max} = 0,906 \cdot 86,7 = 78,6 \text{ МПа}.$$

где $\gamma = 0,906$ при $h/b = 1,33$.

По полученным данным строятся эпюры напряжений, приведенные на рис. 4.6.

4. *Построить эпюру углов закручивания.* Угол закручивания на i -ом участке вала в соответствии с (4.10) определяется:

$$\varphi_i(z) = \varphi_i^{\text{нач}} + \frac{M_{z_i}(z - l_i)}{G I_{\rho_i}},$$

где $\varphi_i^{\text{нач}}$ – угол закручивания на правом конце $(i-1)$ -го участка (для

первого участка $\varphi_1^{\text{нач}}$ – начальный угол закручивания вала); l_i –

координата начала i -го участка.

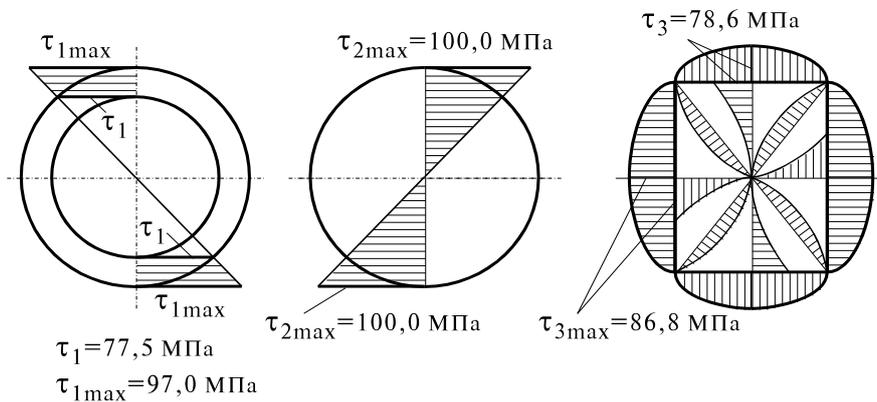


Рис. 4.6

Так как, в данном случае в пределах каждого из трех участков крутящие моменты и жесткости на кручение GI_ρ постоянны, то эпюры углов закручивания на каждом из участков будут линейны. В связи с этим, достаточно подсчитать их значения лишь на границах участков. Приняв, что левый конец вала зашпелен от поворота, т.е. $\varphi(0) = 0$, получим:

$$\varphi_1^{\text{III}} = \frac{M_{\text{ED}}^{\text{I}} I_1}{G I_\rho^{\text{I}}} = \frac{2 \cdot 5,62 \cdot 0,5}{8 \cdot 10^7 \cdot 580 \cdot 10^{-8}} = 0,0121 \text{ рад};$$

$$\varphi_2^{\text{III}} = \varphi_1^{\text{III}} + \frac{M_{\text{ED}}^{\text{II}} I_2}{G I_\rho^{\text{II}}} = 0,0121 + \frac{-3,5 \cdot 5,62 \cdot 0,5}{8 \cdot 10^7 \cdot 980 \cdot 10^{-8}} = -0,0004 \text{ рад};$$

$$\varphi_3^{\text{III}} = \varphi_2^{\text{III}} + \frac{M_{\text{ED}}^{\text{III}} I_3}{G I_\rho^{\text{III}}} = -0,0004 + \frac{1 \cdot 5,62 \cdot 0,8}{8 \cdot 10^7 \cdot 315 \cdot 10^{-8}} = 0,0174 \text{ рад}.$$

По полученным данным строим эпюру углов закручивания φ (рис. 4.4, в). Сравнивая эпюры τ и φ , можно отметить очевидную закономерность их изменения по оси z , вытекающую из расчетных формул.

4.4. Кручение тонкостенного бруса

В машиностроении, авиастроении и вообще в технике широко применяются тонкостенные стержни с замкнутыми (рис. 4.7, а) и открытыми профилями (рис. 4.7, б) поперечных сечений. Поэтому расчеты на кручение таких тонкостенных стержней имеет большое практическое значение.

Характерной геометрической особенностью тонкостенных стержней является то, что их толщина существенно (на порядок и более) меньше других геометрических размеров (длиной средней линии контура поперечного сечения и длины стержня).

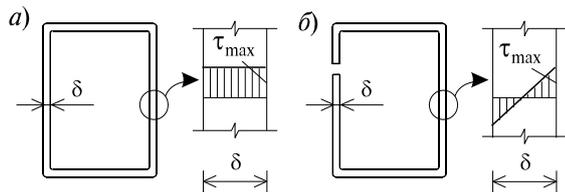


Рис. 4.7

Характер распределения напряжений по толщине тонкостенного стержня открытого

профиля близок к равномерному (рис. 4.7, б), а замкнутого профиля меняется по линейному закону, как это показано на рис. 4.7, а. Откуда следует, что напряжения в поперечных сечениях открытого профиля практически не изменятся, если профиль сечения распрямить. Иначе говоря, напряжения в криволинейном открытом профиле будут примерно такими же, как и в прямом.

Обращаясь к формулам (4.14), (4.16) и при предельном переходе $h/b \rightarrow \infty$, получим:

$$\tau_{\max} = \frac{3M_{\kappa}}{\delta^2 s}; \quad \varphi = \frac{3M_{\kappa}}{G \delta^2 s}, \quad (4.17)$$

где δ – толщина профиля; s – длина контура профиля; l – длина стержня.

В случае, если тонкостенный незамкнутый профиль является составным (рис. 4.8) и не может быть развернут в вытянутый прямоугольник, воспользовавшись почленной аналогией, легко определить выражения напряжений на i -ом произвольном участке:

$$\tau_{\max(i)} = \frac{3M_{\kappa(i)}}{\delta_i^2 s_i}, \quad (4.18)$$

где $M_{\kappa(i)}$ – доля крутящего момента, соответствующего i -му участку:

$$M_{\kappa(i)} = \frac{\varphi G}{3l} \delta_i^3 s_i,$$

где φ – угловое перемещение, единое для всех участков:

$$\varphi = \frac{3M_K l}{G \sum_{i=1}^n \delta_i^3 s_i}. \quad (4.19)$$

Изложенный подход к определению напряжений является приближенным, так как он не позволяет определить напряжения в зонах сопряжения элементов поперечного сечения профиля, которые являются зонами концентрации напряжений.

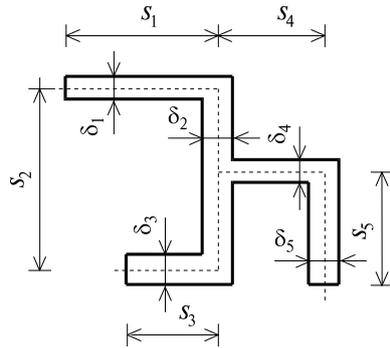


Рис. 4.8

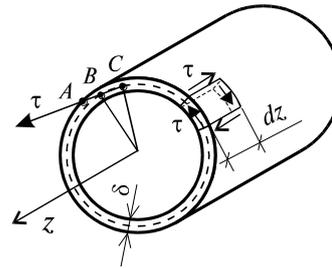


Рис. 4.9

Далее рассмотрим брус, имеющий поперечное сечение в форме замкнутого тонкостенного профиля (рис. 4.9). Выделим на контуре элементарный участок длиной \$ds\$ и выразим крутящий момент через напряжения \$\tau\$, выполняя операцию контурного интегрирования получим:

$$M_K = \oint_s \tau \delta ds. \quad (4.20)$$

Из условия равновесия сил по оси \$z\$ выделенного элемента длиной \$dz\$ (4.9) легко установить, что по контуру сечения произведение \$\tau \cdot \delta\$ является постоянной величиной. С учетом данного обстоятельства, выражение (4.20) примет вид:

$$M_K = \tau \delta \oint_s \hat{A} ds = 2\tau \delta F^*, \quad (4.21)$$

где $2F^* = \oint_s \hat{A} ds$ – представляет собой удвоенной площадь, ограниченную срединной линией контура сечения.

Из (4.21) наибольшее напряжение определяется по формуле:

$$\tau_{\max} = \frac{M_K}{2F^* \delta_{\min}}. \quad (4.22)$$

Для вывода выражения для угла закручивания воспользуемся энергетическими соображениями. Энергия, накопленная в элементарном объеме с размерами \$\delta, dz, ds\$ за счет деформаций чистого сдвига, равна:

$$U = \frac{1}{2G} \int_s \tau^2 \delta ds = \frac{l \tau^2 \delta^2}{2G} \int_s \frac{ds}{\delta}.$$

С учетом (4.21), последнее выражение можно представить в виде:

$$U = \frac{M_K^2}{8G F^{*2}} \int_s \frac{ds}{\delta}.$$

С другой стороны, работу внешних сил можно представить в виде:

$$U = \frac{1}{2} M_K \varphi. \quad (4.24)$$

Приравняв оба выражения из (4.22) и (4.23), получим:

$$\varphi = \frac{M_K l}{4G F^{*2}} \int_s \frac{ds}{\delta}, \quad (4.25)$$

Если δ является постоянной по контуру, будем иметь:

$$\varphi = \frac{M_K l s}{4G F^{*2} \delta}, \quad (4.26)$$

где s – длина замкнутого контура.

4.5. Пример расчета (задача 5)

Пусть задан тонкостенный стержень (рис. 4.10, а) при действии самоуравновешивающих крутящих моментов на двух противоположных концах, требуется:

1. Определить выражения максимальных напряжений и углов закручивания в случаях, когда стержень имеет открытый (рис. 4.10, б) и замкнутый (рис. 4.10, в) профиль;
2. Сопоставить вычисленные значения напряжений и углов закручивания для двух различных профилей тонкостенного стержня.

Решение

1. *Определение выражения максимальных напряжений и углов закручивания в случаях, когда стержень имеет открытый и замкнутый профиль.* Для стержня с открытым профилем (рис. 4.10, б), согласно (4.17), получим:

$$\tau_{\max(1)} = \frac{2M}{\pi D \delta^2}; \quad \varphi(1) = \frac{3M l}{G \pi D \delta^3}.$$

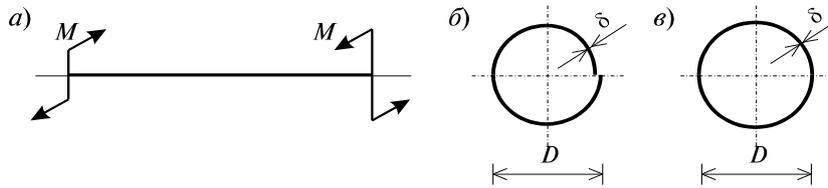


Рис. 4.10

Для стержня замкнутого профиля (рис. 4.10, в), воспользовавшись выражениями (4.22) и (4.25), имеем:

$$\tau_{\max(2)} = \frac{M}{2 \frac{\pi D^2}{4} \delta}; \quad \varphi(2) = \frac{M l \pi D}{4G \left(\frac{\pi D^2}{4} \right)^2 \delta}.$$

2. Сопоставить вычисленные значения напряжений и углов закручивания для двух различных профилей тонкостенного стержня. Для наглядности составим отношения выражений напряжений и углов закручивания, т.е.:

$$\frac{\tau_{\max(1)}}{\tau_{\max(2)}} = \frac{3D}{2\delta}; \quad \frac{\varphi(1)}{\varphi(2)} = \frac{3D^2}{2\delta^2}.$$

Откуда следует, что отношение напряжений имеет величину порядка D/δ , а отношение углов закручивания – порядка $(D/\delta)^2$. Так как для тонкостенных стержней $D \gg \delta$, следовательно, стержень с замкнутым профилем является существенно более прочным и жестким, нежели стержень с открытым профилем при идентичных исходных данных.

Заметим, что этот вывод является общим для тонкостенных стержней независимо от формы сечений.

5. ИЗГИБ

5.1. Внутренние усилия в поперечных сечениях бруса

Под изгибом понимается такой вид нагружения, при котором в поперечных сечениях бруса возникают изгибающие моменты M_x или M_y . Если изгибающий момент в сечении является единственным силовым фактором, то изгиб называется *чистым* (рис. 5.1, а).

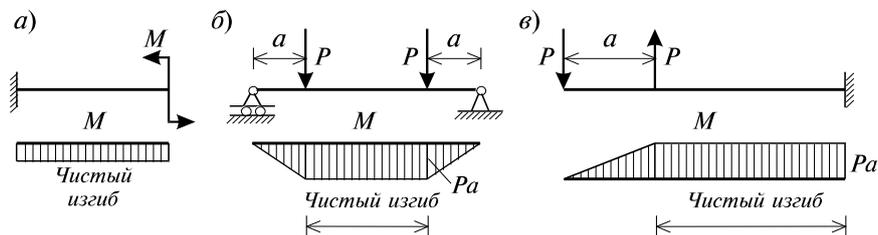


Рис. 5.1

В тех случаях, когда в поперечных сечениях бруса наряду с изгибающим моментом возникают и поперечные силы изгиб называется *поперечным*. Брус, работающий в основном на изгиб, часто называют *балкой*. В дальнейшем будем рассматривать такие случаи изгиба балки, при которых, во-первых, поперечное сечение балки имеет хотя бы одну ось симметрии, и, во-вторых, вся нагрузка лежит в плоскости, совпадающей с осью симметрии балки. Таким образом, одна из главных осей инерции лежит в плоскости изгиба, а другая перпендикулярна ей.

Для того, чтобы правильно ориентироваться в вопросах, связанных с расчетом бруса на изгиб, необходимо прежде всего научиться определять законы изменения внутренних силовых факторов, т.е. научиться строить эпюры изгибающих моментов и поперечных сил.

Предварительно рассмотрим три основных типа опорных связей балки с основанием:

1. Шарнирно–подвижная опора (рис. 5.1, б – левая опора балки), ограничивающая лишь вертикальное перемещение опорного узла.
2. Шарнирно–неподвижная опора (рис. 5.1, б – правая опора балки), ограничивающая вертикальное и горизонтальное перемещения опоры.
3. Жесткая заделка (рис. 5.1, а – опора балки на левом краю), не допускающая поворота и перемещений по вертикали и горизонтали сечения балки, примыкающего к опоре.

По запрещенным направлениям во всех этих типах опор возникают соответствующие реакции.

Рассмотрим характерный пример (рис. 5.2, а) и установим необходимые правила. Решение задачи, как правило, начинается с определения полной системы внешних сил. Для этого отбросим опоры и заменим их

соответствующими реакциями (рис. 5.2, б), выполняющими ту же роль, что и опорные закрепления.

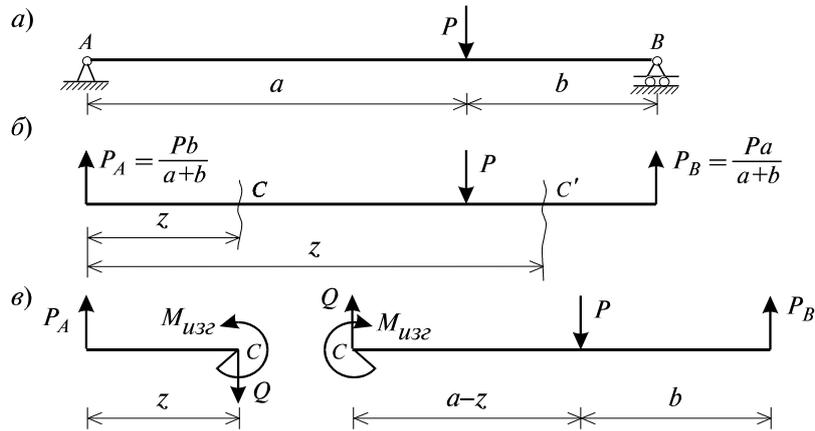


Рис. 5.2

Заданная система статически определима, следовательно, из условий равновесия системы, т.е. равенства нулю суммы моментов всех сил относительно шарнирных опор (в шарнирах нет ограничений поворота сечений балки, поэтому изгибающих моментов не возникает) $\sum m(A) = 0$ и $\sum m(B) = 0$, определяем вертикальные реакции в опорах:

$$R_a = \frac{Pb}{a+b}; \quad R_b = \frac{Pa}{a+b}. \quad (5.1)$$

Для определения H_A имеем: $\sum z = 0$, откуда $H_A = 0$. Для проверки правильности вычислений воспользуемся условием равенства нулю суммы всех вертикальных сил $\sum y = 0$, откуда получим

$$R_a + R_b - P = 0 \rightarrow \frac{P \cdot b}{a+b} + \frac{P \cdot a}{a+b} - P = 0, \quad 0 = 0.$$

Для определения внутренних силовых факторов – изгибающего момента $M(z)$ и поперечной силы $Q(z)$ как функций от продольной координаты z , воспользуемся *методом сечений*. Для получения этих зависимостей балку разбивают на участки, границами которых являются следующие точки: начало и конец балки; точки приложения сосредоточенных усилий; начало и конец действия распределенных усилий; сечения, в которых скачкообразно изменяется жесткость балки; в точках, где происходит изменение ориентации элементов, если имеем дело с стержневой системой со сложной структурой.

Заданная система состоит из двух участков – первого ($0 \leq z \leq a$) и второго ($a \leq z \leq a+b$). Следовательно, задавая последовательно сечения, принадлежащие к первому и второму участкам, и рассматривая равновесие отсеченных частей системы при действии на них всех внешних сил и

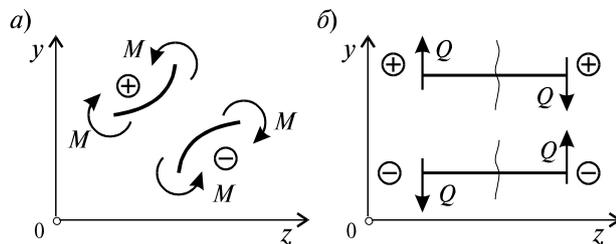


Рис. 5.3

внутренних усилий, определим выражения для внутренних силовых факторов. При этом, знак изгибающего момента устанавливается по знаку кривизны изогнутого бруса (рис. 5.3, а) и зависит от

выбранного направления осей системы координат yOz . Следовательно, в системе координат yOz принятой на рис. 5.3, а положительный момент вызывает растяжение нижних волокон балки.

Для поперечных сил, независимо от направления координатных осей, устанавливается следующее правило знаков: если результирующая поперечная сила Q_y вращает рассматриваемую часть балки по ходу часовой стрелки, то она считается положительной, в обратном случае – отрицательной (рис. 5.3, б).

Из условия равновесия $\Sigma M_x = 0$; $\Sigma y = 0$ отсеченной части системы, расположенной левее от сечения z_1 (первый участок), (см. рис. 5.2, в), получим:

$$M_x(z_1) = R_a z_1; \quad Q_y = R_a. \quad (5.2)$$

Для определения M_x и Q_y на втором участке рассмотрим равновесие отсеченной части балки, расположенной правее от сечения z_2 (см. рис. 5.2, б), т.е. $\Sigma M_x = 0$; $\Sigma y = 0$ откуда и определим:

$$M_x(z_2) = R_b(a + b - z_2); \quad Q_y = -R_b. \quad (5.3)$$

Эпюры M_x и Q_y изображены на рис. 5.4. Заметим, что эпюры изгибающих моментов M_x , как и поперечных сил Q_y , строятся на оси бруса, однако в отличие от эпюры поперечных сил знак момента не указывается, а ординаты изгибающего момента откладываются со стороны растянутых волокон.

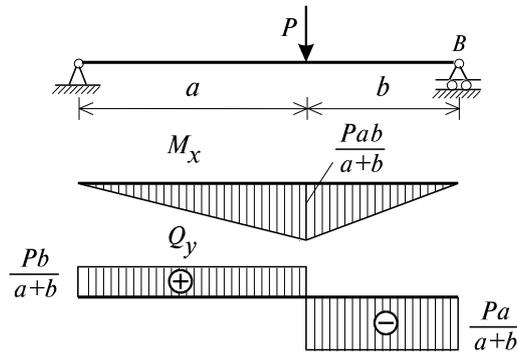


Рис. 5.4

5.2. Основные дифференциальные соотношения теории изгиба

Пусть брус нагружен произвольным образом распределенной нагрузкой $q = f(z)$ (рис. 5.5, а).

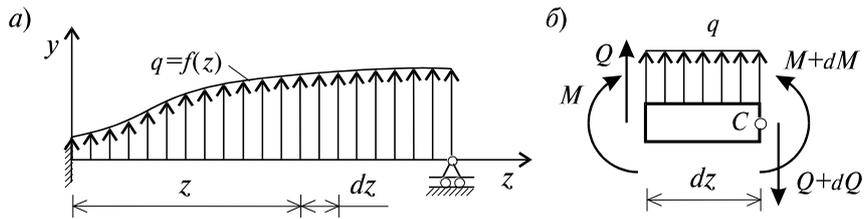


Рис. 5.5

Выделим из бруса элемент длиной dz и приложим по его краям положительные внутренние усилия (рис. 5.5, б). В пределах малого отрезка dz нагрузку q можно считать распределенной равномерно. Приравняем нулю сумму проекций всех сил на вертикальную ось y и сумму моментов всех сил относительно поперечной оси x , проходящей через точку C (рис. 5.5, б), получим:

$$\begin{aligned} Q_y + qdz - Q_y - dQ_y &= 0; \\ M_x + Q_y dz + q dz \cdot dz/2 - M_x - dM_x &= 0. \end{aligned}$$

Производя упрощения и отбрасывая величины высшего порядка малости, получим:

$$\frac{dQ_y}{dz} = q; \quad \frac{dM_x}{dz} = Q_y, \quad (5.4)$$

откуда

$$\frac{d^2 M_x}{dz^2} = q. \quad (5.5)$$

Из (5.4) следует, что при $q = \text{const}$ функция Q_y будет линейной, а функция M_x – квадратичной. Если на каких-то участках бруса распределенная нагрузка отсутствует, т.е. $q = 0$, то получим, что $Q_y = \text{const}$, а M_x является линейной функцией от z .

В сечениях, где приложена сосредоточенная сила, эпюра Q_y претерпевает скачок на величину внешней силы. И наконец, в тех сечениях, где Q_y принимает нулевое значение и меняет знак, функция M_x достигает экстремальных значений.

5.3. Напряжения при чистом изгибе

Рассмотрим наиболее простой случай изгиба, называемый *чистым изгибом*. Как было отмечено выше, под чистым изгибом понимается такой вид сопротивления, при котором в поперечных сечениях бруса возникают только изгибающие моменты, а поперечные силы равны нулю. Для тех участков бруса, где соблюдается данное условие, изгибающий момент, согласно второго выражения (5.4), вдоль продольной оси z принимает постоянное значение. Так как в любом сечении стержня при чистом изгибе $M_x(z) = \text{const}$, то для однородного бруса постоянного поперечного сечения изменение кривизны постоянно вдоль оси z . Под действием изгибающих моментов ось бруса искривляется. Исходя из этого, ось бруса принимает форму дуги окружности с радиусом кривизны ρ (рис. 5.6). В данном случае с высокой степенью точности справедлива гипотеза плоских сечений. Следовательно, точки, расположенные до изгиба в плоскости поперечного сечения бруса, в результате изгиба переместятся в пространстве таким образом, что их совокупность снова образует плоскость.

Процесс формирования деформаций при чистом изгибе может рассматриваться как результат поворота плоских поперечных сечений друг относительно друга.

Рассмотрим два смежных сечения, отстоящих один от другого на расстоянии dz (рис. 5.6).

В результате изгиба эти сечения наклонятся, образуя между собой угол $d\Theta$, в связи с чем верхние волокна удлиняются, а нижние – укоротятся. Очевидно, что при этом существует слой, длина которого не изменилась. Назовем его *нейтральным слоем* и обозначим отрезком CD . При этом $CD = C'D' = dz = \rho d\Theta$. Произвольный отрезок AB , расположенный от CD на расстоянии y , в результате изгиба удлинится на величину $A'B' - AB$. С учетом построений, изображенных на рис. 5.6, легко определить величину его линейной деформации:

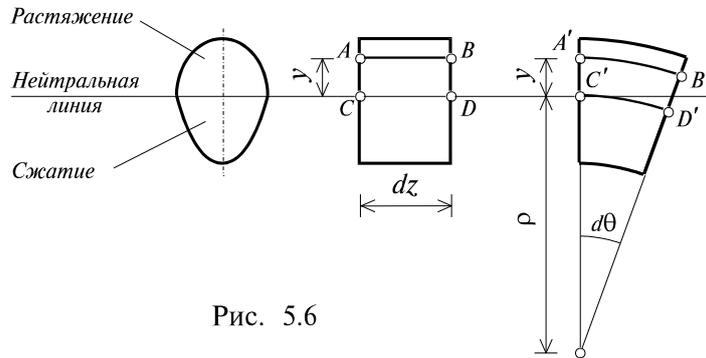


Рис. 5.6

$$\varepsilon = \frac{A'B' - AB}{AB} = \frac{A'B' - dz}{dz} = \frac{(\rho + y) d\theta - dz}{dz} = y \frac{d\theta}{dz} = \frac{y}{\rho}. \quad (5.6)$$

Если предположить, что продольные волокна не давят друг на друга, то каждое из них будет находиться в условиях простого растяжения – сжатия. Тогда переход от деформаций к нормальным напряжениям σ можно осуществить посредством закона Гука:

$$\sigma = E \varepsilon = E \frac{y}{\rho} \quad (5.7)$$

Установим положение нейтральной оси x , от которой происходит отсчет координаты y (рис. 5.7). Учитывая, что сумма элементарных сил σdF по площади поперечного сечения F дает нормальную силу N_z . Но при чистом изгибе $N_z = 0$, следовательно:

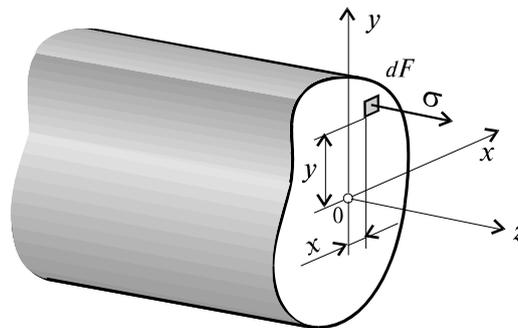


Рис. 5.7

$$N_z = \int_F \sigma dF = \frac{E}{\rho} \int_F y dF = 0 \rightarrow \int_F y dF = 0$$

Как известно, последний интеграл представляет собой статический момент сечения относительно нейтральной линии (оси x). Статический момент равен нулю, значит, нейтральная линия проходит через центр тяжести сечения.

Выразим момент внутренних сил относительно нейтральной оси M_x через σ . Очевидно, что

$$M_x = \int_F \sigma y dF. \quad (5.8)$$

С учетом выражения (5.7) получим:

$$M_x = \frac{E}{\rho} \int_F y^2 dF = \frac{E}{\rho} I_x.$$

Откуда

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_x}{E I_x}, \quad (5.9)$$

где $\frac{1}{\rho}$ – кривизна нейтрального волокна; $E I_x$ – жесткость бруса.

Из формулы (5.7), исключая $1/\rho$, окончательно получим:

$$\sigma = \frac{M_x y}{I_x}. \quad (5.10)$$

Откуда следует, что нормальные напряжения σ в поперечном сечении бруса при его изгибе изменяются по линейному закону в зависимости от координаты y и принимают максимальное значение на уровне крайних волокон (при $y = y_{\max}$):

$$\sigma_{\max} = \frac{M_x}{W_x},$$

где $W_x = \frac{I_x}{y_{\max}}$ – момент сопротивления сечения.

Энергия упругих деформаций бруса при изгибе V определяется работой момента M_x на соответствующем угловом перемещении $d\Theta$:

$$dV = \frac{1}{2} M_x d\Theta, \text{ с учетом } d\Theta = \frac{dz}{\rho} \text{ и } \frac{1}{\rho} = \frac{M_x}{E I_x},$$

окончательно получим

$$V = \int_l \frac{M_x^2 dz}{2 E I_x}. \quad (5.11)$$

5.4. Примеры расчетов

Для статически определимых систем: схемы I (консольная балка, рис. 5.8, а), схемы II (двухопорная балка с консолями, рис. 5.13) и схемы III (плоской рамы в виде ломаного бруса, рис. 5.17) при последовательном их рассмотрении требуется:

1. Построить эпюры M_x и Q_y для всех схем и эпюру N_z для схемы III;

2. Руководствуясь эпюрой M_x , показать на схемах I и II приблизительный вид изогнутой оси балки. По опасному сечению подобрать размеры поперечного сечения:

а) для схемы I – прямоугольное $h \times b$ при расчетном сопротивлении $R_H = 16 \cdot 10^3$ кН/м² (клееная древесина); $h:b = 1,5$;

б) для схемы II – двуглавое (ГОСТ 8239–72) при расчетном сопротивлении $R_H = 200 \cdot 10^3$ кН/м² (сталь);

Решение

5.4.1. Схема I. Консольная балка (задача №6)

Учитывая особенности рассматриваемой системы (рис. 5.8, а), чтобы исключить необходимость определения опорных реакций, достаточно применяя метод сечений, последовательно рассмотреть те отсеченные части системы от заданного сечения, в котором отсутствует опорное сечение.

1. *Построить эпюры Q_y и M_x .* Для построения эпюр Q_y и M_x определяем количество участков, затем, используя метод сечений, составляем аналитические выражения изменения Q_y и M_x в зависимости от текущей абсциссы z для каждого участка.

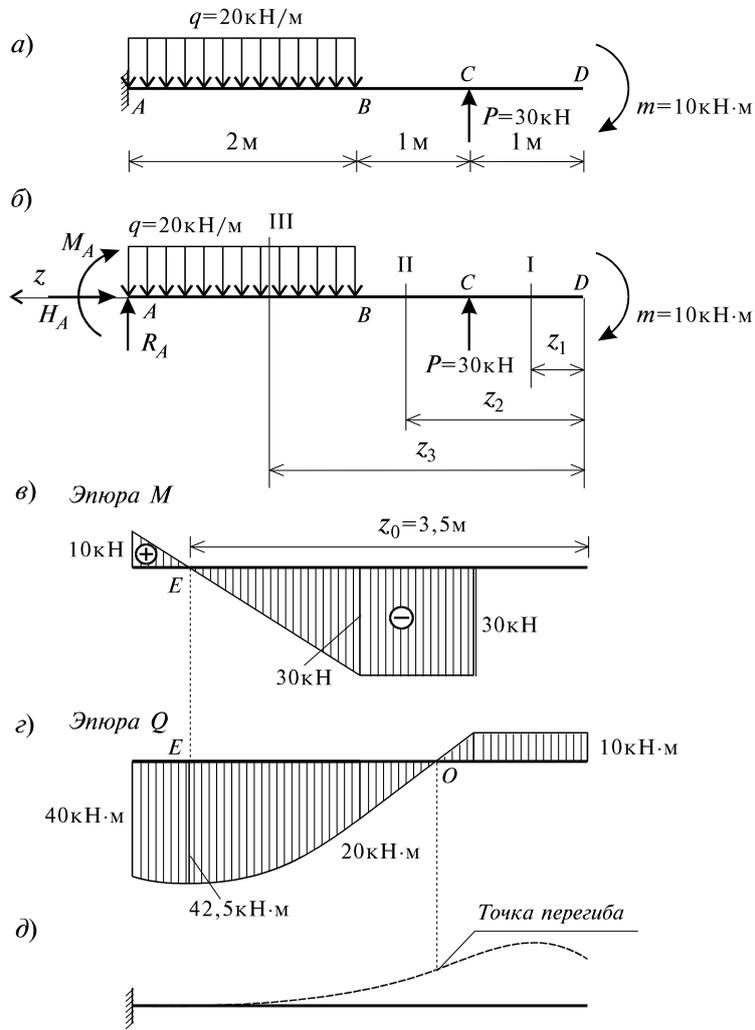


Рис. 5.8

Определение количества участков балки

Границами между двумя смежными участками, как правило, являются места расположения тех сечений, где происходит скачкообразное изменение: физико-механических характеристик материала конструкций; геометрических характеристик поперечных сечений (формы и/или размеров), а также внешних нагрузок. В данном случае, рассматриваемая балка, имеющая постоянное поперечное сечение (рис. 5.8, б) имеет три участка: участок I – DC, участок II – CB, участок III – BA.

Составление аналитических выражений Q_y и M_x и определение значений в характерных сечениях

Проведя сечение I-I, рассмотрим равновесие правой отсеченной части балки длиной z_1 , приложив к ней все действующие справа от сечения заданные нагрузки и внутренние силовые факторы Q_y и M_x , возникающие в сечении, которые заменяют действие отброшенной части балки (рис. 5.9). При этом, предполагаем, что изображенные на рисунке внутренние силовые факторы положительны.

Составив уравнения равновесия $\sum y = 0$ и $\sum M_{O_1} = 0$ для этой части балки и решив их, найдем выражения для Q_{y_1} и M_{x_1} в зависимости от z_1 на участке I ($0 \leq z_1 \leq 1$ м):

$$\sum y = 0, \quad Q_{y_1} = 0;$$

$$\sum M_{O_1} = 0, \quad M_{x_1} + m = 0, \quad M_{x_1} = -m = -10 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Полученные выражения показывают, что на участке I Q_{y_1} и $M_{x_1} = \text{const}$. Знак “минус” у M_{x_1} говорит о том, что момент в сечении I-I вызывает растяжение верхних, а не нижних волокон, как это показано на рис. 5.9.

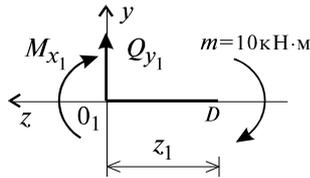


Рис. 5.9

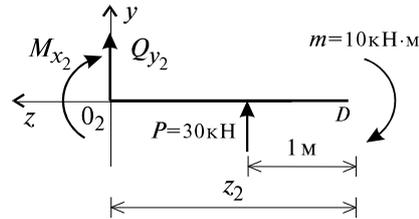


Рис. 5.10

Участок II ($1 \text{ м} \leq z_2 \leq 2 \text{ м}$).

Составим уравнения $\sum y = 0$ и $\sum M_{O_2} = 0$ для отсеченной сечением II-II правой части балки (рис. 5.10) и определим из них Q_{y_2} и M_{x_2} :

$$\sum y = 0, \quad Q_{y_2} + P = 0, \quad Q_{y_2} = -P = -30 \text{ кН};$$

$$\sum M_{O_2} = 0, \quad M_{x_2} + m - P(z_2 - 1) = 0, \quad M_{x_2} = -m + P(z_2 - 1).$$

Из полученных выражений для Q_{y_2} и M_{x_2} видно, что на участке II величина Q_{y_2} постоянна, а величина M_{x_2} изменяется в зависимости от z_2 по закону прямой линии. Знак “минус” у Q_{y_2} показывает, что в сечении

II-II возникает поперечная сила, действующая в направлении, обратном показанному на рис. 5.10.

Теперь, подставляя значения z_2 для характерных сечений участка II в полученные аналитические выражения, определим величины Q_{y_2} и M_{x_2} , возникающие в этих сечениях, т.е. ординаты эпюр M_x и Q_y в точках C и B (рис. 5.8, б).

$$\text{при } z_2 = 1 \text{ м; } \quad Q_{y_2} = -30 \text{ кН; } \quad M_{x_2} = -10 + 30(1 - 1) = -10 \text{ кН}\cdot\text{м;}$$

$$\text{при } z_2 = 2 \text{ м; } \quad Q_{y_2} = -30 \text{ кН; } \quad M_{x_2} = -10 + 30(2 - 1) = 20 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Участок III ($2 \text{ м} \leq z_2 \leq 4 \text{ м}$).

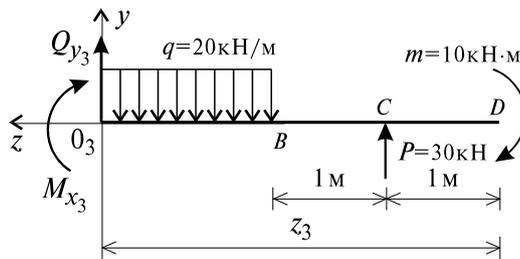
Составим уравнения равновесия $\sum y = 0$ и $\sum M_{O_3} = 0$ для отсеченной сечением III-III правой части балки (рис. 5.11) и, решив их, получим,

$$\sum y = 0, \quad Q_{y_3} + P - q(z_3 - 2) = 0, \quad Q_{y_3} = -P + q(z_3 - 2);$$

$$\sum M_{O_3} = 0, \quad M_{x_3} + m - P(z_3 - 1) + 0,5 q(z_3 - 2)^2 = 0,$$

$$M_{x_3} = -m + P(z_3 - 1) - 0,5 q(z_3 - 2)^2.$$

Таким образом, величина Q_{y_3} на участке III изменяется по закону прямой линии, а величина M_{x_3} – по закону квадратной параболы.



Подставив значения z_3 , соответствующие характерным сечениям участка, в аналитические выражения изменения Q_{y_3} и M_{x_3} , определим координаты эпюр для сечений B и A (рис. 5.8, б).

Рис. 5.11

При $z_3 = 2 \text{ м}$

$$Q_{y_3} = -30 + 20 \cdot (2 - 2) = -30 \text{ кН;}$$

$$M_{x_3} = -10 + 30(2 - 1) - 0,5 \cdot 20 \cdot (2 - 2)^2 = 20 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

При $z_3 = 4 \text{ м}$ $Q_{y_3} = -30 + 20 \cdot (4 - 2) = 10 \text{ кН;}$

$$M_{x_3} = -10 + 30(4 - 1) - 0,5 \cdot 20 \cdot (4 - 2)^2 = 40 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Так как, поперечная сила в пределах участка меняет знак, т.е. имеет промежуточное нулевое значение (рис. 5.8, в), то в этом сечении возникает экстремальное значение изгибающего момента. Для определения его величины вначале найдем значение z_0 , при котором $Q_{y3} = 0$. Для этого, приравняв выражение для Q_{y3} нулю, получим:

$$-P + q(z_0 - 2) = 0, \quad z_0 = \frac{P + 2q}{q} = \frac{30 + 2 \cdot 20}{20} = 3,5 \text{ м.}$$

Подставив найденное значение $z_0 = 3,5$ м в аналитическое выражение изменения M_{x3} , вычислим величину M_{\max} :

$$M_{\max} = -10 + 30 \cdot (3,5 - 1) - \frac{20 \cdot (3,5 - 2)^2}{2} = 42,5 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Построение эпюр Q_y и M_x для всей балки

Отложив перпендикулярно к оси абсцисс (линии, параллельной оси балки) в удобном для пользования масштабе вычисленные значения Q_y и M_x в характерных и промежуточных сечениях каждого участка и соединяя концы полученных ординат линиями, соответствующими законам изменения Q_y и M_x на каждом участке, построим эпюры Q_y и M_x для всей балки (рис. 5.8, в, г). При этом положительные ординаты эпюры Q_y откладываются вверх, а отрицательные – вниз по оси абсцисс. Ординаты же эпюр M_x откладываются со стороны растянутого волокна. На эпюрах Q_y обязательно указываются знаки, а на эпюре M_x знаки можно не ставить.

Проверка правильности построения эпюр Q_y и M_x

Для этого необходимо вначале проверить соответствие эпюры Q_y эпюре M_x согласно дифференциальной зависимости $\frac{dM_x}{dz} = Q_y$, из которой

следует, что эпюра Q_y представляет собой эпюру тангенсов угла наклона касательных эпюры M_x к оси балки. В самом деле, на участке II балки (рис. 5.8, г) тангенс угла наклона касательной эпюры M_x к оси балки (рис. 5.12) равен:

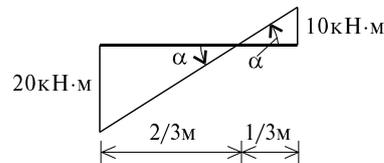


Рис. 5.12

$$Q_y = \operatorname{tg} \alpha = \frac{10}{\frac{1}{3}} = \frac{20}{\frac{2}{3}} = 30 \text{ кН.}$$

При этом, знак поперечной силы будет положительным, если угол образован вращением оси балки или элемента системы по ходу часовой стрелки, и отрицательным, если угол образован вращением этой оси против часовой стрелки до совмещения с эпюрой M_x .

В рассматриваемом примере угол α образован вращением оси балки против часовой стрелки, поэтому поперечная сила на этом участке будет отрицательной. После указанной проверки полезно также проверить выполнение следующих положений:

1. Эпюра M_x на участке между сосредоточенными силами, а также между сосредоточенными силой и моментом, и между началом или концом действия равномерно распределенной нагрузки и сосредоточенными силой и моментом всегда изменяется по закону прямой линии, наклонной к оси элемента, а в пределах действия равномерно распределенной нагрузки по закону квадратной параболы, имеющей выпуклость в сторону ее действия, если эпюра построена со стороны растянутого волокна;

2. Под точкой приложения сосредоточенной силы эпюра M_x имеет излом, острие которого направлено в сторону действия силы, если эпюра построена со стороны растянутого волокна;

3. На эпюре M_x в месте действия сосредоточенного момента m имеет место скачок, равный его величине;

4. Над шарнирными опорами двухшарнирной балки изгибающий момент может быть только в тех случаях, когда в опорных сечениях приложены сосредоточенные моменты или когда на консолях, расположенных за опорами, приложены нагрузки. Во всех других случаях изгибающие моменты в шарнирах равны нулю;

5. На участке действия равномерно распределенной нагрузки изгибающий момент достигает экстремального значения $M_x =$

$= M_{\max}$ в том сечении, где поперечная сила $\frac{dM_x}{dz} = Q_y$, т.е. переходит через

нуль, меняя знак;

6. Поперечная сила Q_y на участке равна нулю, если во всех сечениях по длине этого участка $M_x = \text{const}$;

7. Эпюра Q_y постоянна на участках между сосредоточенными нагрузками и изменяется по закону наклонной прямой лишь на участках, где действует равномерно распределенная нагрузка;

8. Эпюра Q_y в точках приложения сосредоточенных вертикальных сил (P, R_A, R_B) имеет скачки, равные по величине приложенным в этих сечениях сосредоточенным силам, причем направление скачков всегда совпадает с направлением этих сил.

В нашем примере все эти положения выполняются.

2.1. *Руководствуясь эпюрой M_x , показать приблизительный вид изогнутой оси балки.* При построении приблизительного вида изогнутой оси балки по эпюре M_x необходимо знать, что знак изгибающего момента связан с характером деформации балки от действия заданной внешней нагрузки. Если на участке балки изгибающий момент положителен, то балка на этом участке изгибается выпуклостью вниз, а если отрицателен – выпуклостью вверх. В тех же сечениях, где изгибающий момент равен нулю, кривизна балки меняет свой знак, т.е. ось

балки в этих сечениях имеет точки перегиба. При этом всегда следует помнить, что прогибы балки на опорах равны нулю.

Анализируя эпюру M_x (рис. 5.8, з), видим, что на участке AO растянуты нижние волокна, значит, на этом участке изогнутая ось балки будет иметь выпуклость вниз. На участке OD растянуты верхние волокна, поэтому изогнутая ось балки на этом участке будет иметь выпуклость вверх. Таким образом, под точкой O , где $M_x = 0$, кривизна изогнутой оси балки меняет знак, т.е. упругая линия имеет в этом сечении точку перегиба. Учитывая это, строим приблизительный вид изогнутой оси балки (рис. 5.8, д).

2.2. *Подбор поперечного сечения балки.* Опасным сечением является то, в котором возникает наибольший по абсолютной величине изгибающий момент. В нашем примере опасным является сечение E , где $M_{\max} = 42,5$ кН·м. Прямоугольное сечение балки из клееной древесины подбираем из условия прочности при расчетном сопротивлении $R_H = 16 \cdot 10^3$ кН/м² и соотношения $h/b = 1,5$:

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq R_H,$$

откуда требуемый момент сопротивления сечения балки при изгибе будет равен:

$$W_x^{\text{об}} = \frac{42,5}{16000} = 2,66 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Момент сопротивления прямоугольного сечения равен:

$$W_x = \frac{bh^2}{6} = \frac{h^3}{9}.$$

Приравняв его $W_x^{\text{об}}$, получим $h = \sqrt[3]{9 \cdot 2,66 \cdot 10^{-3}} = \sqrt[3]{23,94} \cdot 10^{-1} = 0,288$ м, тогда:

$$b = 0,288/1,5 = 0,192 \text{ м}.$$

Округляя, принимаем брус поперечным сечением $h \times b = 0,29 \times 0,19$ м², ($W_x = 2,663 \cdot 10^{-3}$ м³).

5.4.2. Схема II. Двухопорная балка (задача № 7)

1. *Построить эпюры Q_y и M_x .* Существенное отличие этой схемы (рис. 5.13, а) от предыдущего примера расчета (рис. 5.8, а) заключается в том, что при рассмотрении однопролетной консольной балки, для определения внутренних силовых факторов с применением метода сечений, мы последовательно рассматривали равновесие той части системы, где отсутствовало опорное сечение. Данное обстоятельство позволило без предварительного определения опорных реакций, вычислить значения внутренних усилий. Так как этот прием, в данном случае, не реализуем,

поэтому предварительно необходимо определить полную систему внешних сил, которая включает заданную систему и все опорные реакции.

Определение опорных реакций

При общем случае нагружения в заданной системе возникают три опорные реакции. Однако, учитывая особенности характера нагружения, т.е. все внешние силы направлены по оси y , поэтому можно утверждать, что горизонтальная опорная реакция в опорном сечении A в данном случае равна нулю. Вертикальные опорные реакции могут быть определены из условий $\sum M_A = 0$; $\sum M_B = 0$.

Необходимым и достаточным условием проверки правильности определения вертикальных опорных реакций является $\sum y = 0$, т.к. это уравнение статики, применительно к рассматриваемой системе, которое содержит все искомые опорные реакции.

Из $\sum M_A = 0$ получим:

$$\sum M_A = -P \cdot 1 + q \cdot 5 \cdot 4,5 - m - R_B \cdot 6 = 0,$$

откуда

$$R_B = \frac{20 \cdot 5 \cdot 4,5 - 10 \cdot 1 - 20}{6} = 70 \text{ кН.}$$

Из уравнения $\sum M_B = 0$ будем иметь:

$$\sum M_B = -P \cdot 7 - m - q \cdot 5 \cdot 1,5 + R_A \cdot 6 = 0; \quad R_A = 40 \text{ кН.}$$

Опорные реакции R_A и R_B получились положительными. Это означает, что выбранные направления совпадают с их действительными направлениями. После определения опорных реакций следует провести проверку правильности их вычисления.

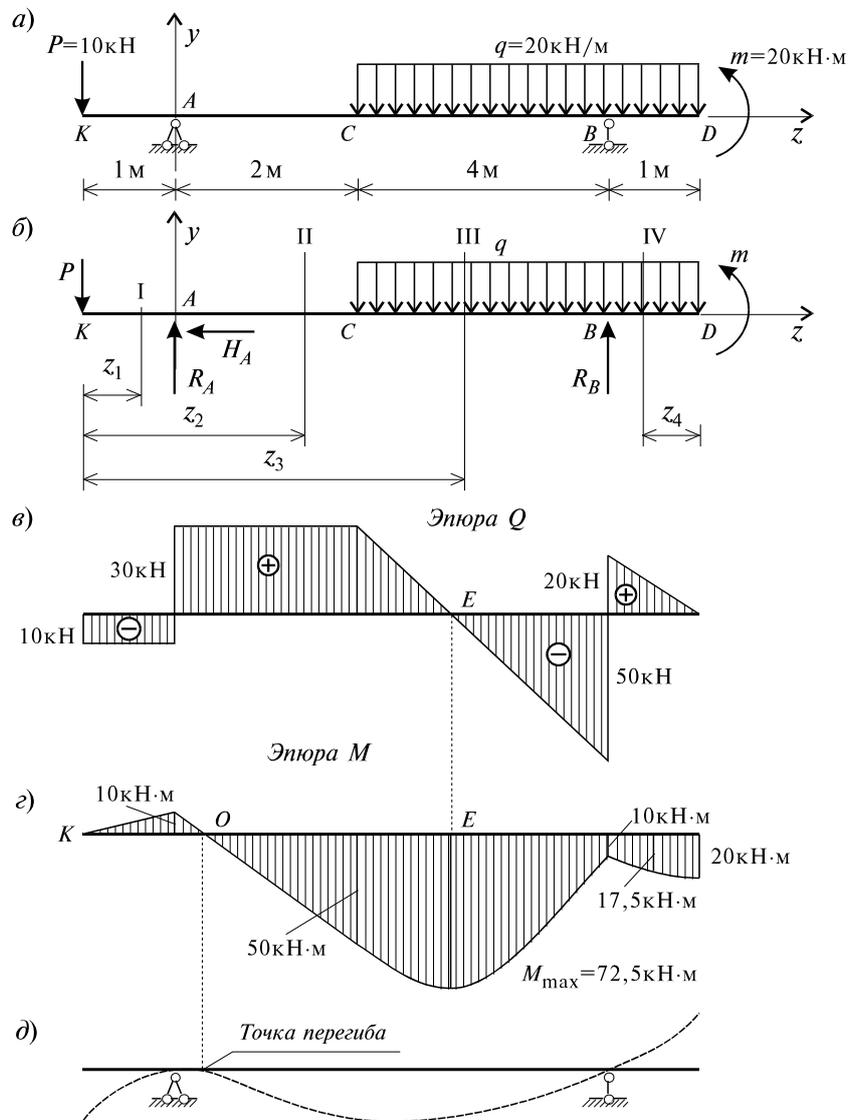


Рис. 5.13

$$\begin{aligned} \sum y = -P - q \cdot 5 + R_A + R_B = 0; & \quad -10 - 20 \cdot 5 + 40 + 70 = 0; \\ & \quad -110 + 110 = 0; \quad 0 = 0. \end{aligned}$$

Удовлетворение этого уравнения говорит о правильности вычисления величин и направления опорных реакций.

Определение количества участков

Учитывая, что границами участков являются точки приложения внешних сил и опорных реакций, а также сечения, где распределенная нагрузка меняется скачкообразно. Поэтому заданная балка имеет четыре участка – KA ; II участок – AC ; III участок – CB и IV участок – BD (рис. 5.13, б).

Составление аналитических выражений Q_y , M_x и определение значений их в характерных сечениях каждого участка

Поместив начало системы координат в центре тяжести крайнего левого поперечного сечения балки, и рассекая ее в пределах участка I, рассмотрим равновесие левой части балки длиной z_1 (рис. 5.14, а). Составив уравнения равновесия $\sum y = 0$ и $\sum M_{O_1} = 0$ для этой части, найдем аналитические выражения изменения Q_y и M_x на участке I, где z_1 изменяется в пределах $0 \leq z_1 \leq 1$ м:

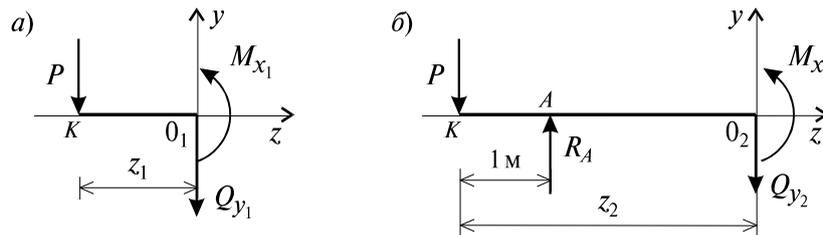


Рис. 5.14

$$\sum y = 0, \quad -Q_{y_1} - P = 0, \quad Q_{y_1} = -P \text{ (постоянная величина);}$$

$$\sum M_{O_1} = 0, \quad -M_{x_1} - P \cdot z_1 = 0, \quad M_{x_1} = -P \cdot z_1 \text{ (уравнение прямой линии).}$$

Знак “минус” у Q_{y_1} говорит о том, что в этом сечении возникает поперечная сила, действующая в направлении, обратном показанному на рис. 5.14, а, а у M_{x_1} – что в сечении будет возникать изгибающий момент, растягивающий верхние волокна, а не нижние, как показано на рис. 5.14, а. Для определения величин Q_{y_1} и M_{x_1} в характерных сечениях этого участка подставим значения z_1 в полученные аналитические выражения:

$$\text{при } z_1 = 0 \quad Q_{y_1} = -10 \text{ кН}, \quad M_{x_1} = -10 \cdot 0 = 0;$$

$$\text{при } z_1 = 1 \text{ м} \quad Q_{y_1} = -10 \text{ кН}, \quad M_{x_1} = -10 \cdot 1 = -10 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Проведя сечение в пределах участка II, рассмотрим равновесие левой отсеченной части балки (рис. 5.14, б) и из уравнений равновесия $\sum y = 0$ и $\sum M_{O_2} = 0$ найдем аналитические выражения для Q_{y_2} и M_{x_2} на этом участке, где z_2 изменяется в пределах $1 \text{ м} \leq z_2 \leq 3 \text{ м}$:

$$\sum y = 0, \quad -Q_{y_2} - P + R_A = 0, \quad Q_{y_2} = R_A - P \text{ (постоянная величина);}$$

$$\sum M_{O_2} = 0, \quad -M_{x_2} - P \cdot z_2 + R_A (z_2 - 1) = 0,$$

$$M_{x_2} = R_A (z_2 - 1) - P \cdot z_2 \text{ (уравнение прямой линии).}$$

Подставив в полученные выражения значения z_2 , соответствующие граничным сечениям участка II, определим величины Q_{y_2} и M_{x_2} , возникающие в этих сечениях:

$$\text{при } z_2 = 1 \text{ м} \quad Q_{y_2} = 40 - 10 = 30 \text{ кН,}$$

$$M_{x_2} = 40 \cdot (1 - 1) - 10 \cdot 1 = -10 \text{ кН}\cdot\text{м;}$$

$$\text{при } z_2 = 3 \text{ м} \quad Q_{y_2} = 30 \text{ кН, } M_{x_2} = 40 \cdot (3 - 1) - 10 \cdot 3 = 50 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Сделаем сечение в пределах участка III, составив и решив уравнения равновесия $\sum y = 0$ и $\sum M_{O_3} = 0$ для левой отсеченной части (рис. 5.15), получим аналитические выражения изменения Q_y и M_x на участке III, где z_3 изменяется в пределах $3 \leq z_3 \leq 7$ м:

$$\sum y = 0, \quad -Q_{y_3} - P + R_A - q \cdot (z_3 - 3) = 0,$$

$$Q_{y_3} = R_A - P - q \cdot (z_3 - 3) \text{ — уравнение прямой;}$$

$$\sum M_{O_3} = 0, \quad -P z_3 + R_A (z_3 - 1) - q (z_3 - 3) \frac{z_3 - 3}{2} - M_{x_3} = 0,$$

$$M_{x_3} = R_A (z_3 - 1) - P z_3 - q \frac{(z_3 - 3)^2}{2} \text{ — уравнение параболы.}$$

Теперь найдем Q_{y_3} и M_{x_3} в граничных сечениях С и В участка III:

$$\text{при } z_3 = 3 \text{ м} \quad Q_{y_3} = 40 - 10 - 20 \cdot (3 - 3) = 30 \text{ кН,}$$

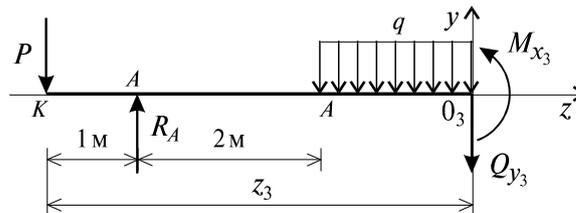


Рис. 5.15

$$M_{x_3} = 40 \cdot (3 - 1) - 10 \cdot 3 - \frac{20 \cdot (3 - 3)^2}{2} = -50 \text{ кН}\cdot\text{м;}$$

$$\text{при } z_3 = 7 \text{ м} \quad Q_{y_3} = 40 - 10 - 20 \cdot (7 - 3) = -50 \text{ кН,}$$

$$M_{x_3} = 40 \cdot (7 - 1) - 10 \cdot 7 - \frac{20 \cdot (7 - 3)^2}{2} = 10 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Как видно, поперечная сила Q_{y_3} на этом участке принимает в некотором сечении нулевое значение и меняет знак при прохождении через него (рис. 5.13, в). Поэтому в сечении, где $Q_{y_3} =$

$$= \frac{dM_{x_3}}{dz_3} = 0, \text{ будет экстремальное значение изгибающего момента. Для его}$$

определения найдем величину z_0 , при котором $Q_{y_3} = 0$. Приравняв выражение для Q_{y_3} к нулю, получим:

$$R_A - P - q \cdot (z_0 - 3) = 0, \quad z_0 = \frac{R_A - P + q \cdot 3}{q} = \frac{40 - 10 + 20 \cdot 3}{20} = 4,5 \text{ м.}$$

Подставив найденное значение $z_0 = 4,5$ м в выражение для M_{x_3} , найдем величину экстремального значения изгибающего момента на этом участке $M_{\max} = 72,5$ кН·м.

Для получения аналитических выражений изменения Q_y и M_x на участке IV целесообразно начало координат перенести в сечение D и рассматривать равновесие правой отсеченной части, т.к. в этом случае вследствие меньшего количества внешних сил, приложенных к правой части балки, аналитические выражения будут проще по своему виду, а вычисление ординат менее трудоемко.

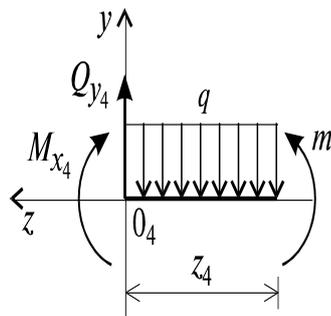


Рис. 5.16

Аналитические выражения Q_{y_4} и M_{x_4} на участке IV (рис. 5.16) ($0 \leq z_4 \leq 1$ м) получим из следующих уравнений:

$$\sum y = 0, \quad -Q_{y_4} - q \cdot z_4 = 0,$$

$$Q_{y_4} = q \cdot z_4 - \text{(прямая линия);}$$

$$\sum M_{O_4} = 0, \quad M_{x_4} + \frac{q \cdot z_4^2}{2} - m = 0,$$

$$M_{x_4} = m - \frac{q \cdot z_4^2}{2} - \text{(парабола).}$$

В граничных сечениях D и B участка IV ординаты эпюр Q_y и M_x :

$$\text{при } z_4 = 0 \quad Q_{y_4} = 0, \quad M_{x_4} = 20 \text{ кН·м;}$$

$$\text{при } z_4 = 1 \text{ м} \quad Q_{y_4} = 20 \cdot 1 = 20 \text{ кН,} \quad M_{x_4} = 20 - \frac{20 \cdot 1^2}{2} = 10 \text{ кН·м.}$$

Так как величина M_{x_4} на участке IV изменяется по закону квадратной параболы, то для уточнения ее очертания надо определить ординату эпюры M_x в каком-нибудь промежуточном сечении. Например, при $z_4 = 0,5$ м, где ордината M_{x_4} будет равна:

$$M_{x_4} = 20 - \frac{20 \cdot (0,5)^2}{2} = 17,5 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Построение эпюр Q_y и M_x для всей балки

Откладывая перпендикулярно от оси абсцисс в удобном для пользования масштабе значения Q_y и M_x , возникающие в характерных и промежуточных сечениях каждого участка, и соединяя концы полученных ординат линиями, соответствующими законам изменения Q_y и M_x на этих участках, строим эпюры Q_y и M_x для всей балки (рис. 5.13, в, г).

2.1. *Руководствуясь эпюрой M_x показать приблизительный вид изогнутой оси балки.* Анализируя эпюру M_x (рис. 5.13, г) видим, что на участке KO растянуты верхние волокна, и поэтому на этом участке изогнутая ось балки будет иметь выпуклость вверх. На участке OD растянуты нижние волокна, и изогнутая ось балки будет иметь выпуклость вниз. Вследствие этого под т. O , где $M_x = 0$, будет точка перегиба. Учитывая все сказанное и то, что прогибы в опорных сечениях равны нулю, строим приблизительный вид изогнутой балки (рис. 5.13, д).

2.2. *Подбор поперечного сечения балки.* Опасным является сечение E , где возникает наибольший по абсолютной величине $M_{\max} = 72,5 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Двутавровое сечение балки подбираем из условия прочности при изгибе при расчетном сопротивлении материала $R_H = 200 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^2$ (сталь):

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq R_H.$$

Откуда требуемый момент сопротивления W_x равен:

$$W_x^{\text{об}} = \frac{M_{\max}}{R_H} = \frac{72,5}{2 \cdot 10^5} = 36,25 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

По сортаменту (ГОСТ 8239–72) принимаем двутавр № 27 с $W_x = 37,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$. В этом случае при проверке прочности получается недонапряжение, но оно будет меньше 5%, что допускается СНиП при практических расчетах.

5.4.3. Схема III. Плоская рама (задача № 8)

Заданная плоская стержневая система (рис. 5.17, а), элементы которой представляют собой прямолинейные стержни, жестко соединенных между собой, называется *рамой*. При произвольном характере нагружения, в поперечных сечениях элементов заданной системы возникают следующие три силовых фактора: поперечная сила Q , изгибающий момент M и продольная сила N . Главной отличительной особенностью рамной системы от других стержневых систем является то, что в деформированной

состоянии угол сопряжения между различными элементами равен углам сопряжения элементов до нагружения системы.

Правило знаков для Q_y , M_x и N_z и порядок построения их эпюр для таких систем остаются прежними.

Так как заданная система имеет только три внешние связи (вертикальную и горизонтальную в т. D и горизонтальную в т. A), следовательно, при общем характере нагружения возникает всего три опорные реакции. Как нам уже известно, для плоских систем можно воспользоваться только тремя уравнениями равновесия статики для определения опорных реакций, поэтому заданная система является статически определимой.

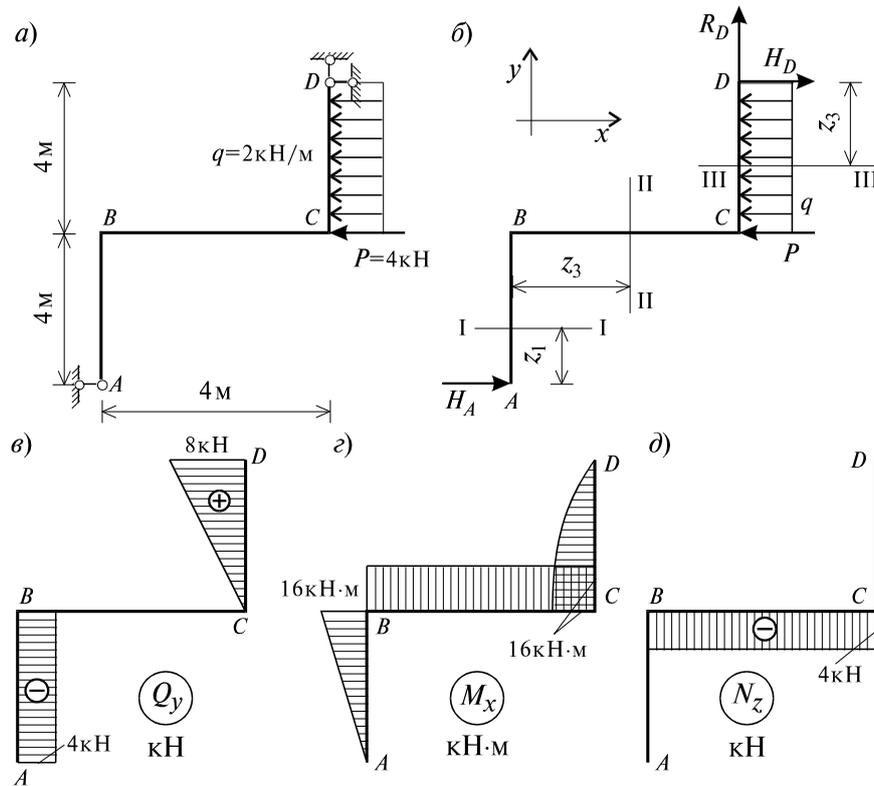


Рис. 5.17

Построить эпюры Q_y , M_x и N_z .

Определение опорных реакций. Составив уравнения равновесия для всей рамы и решив их, получим:

$$\Sigma y = 0, \quad R_D = 0;$$

$$\Sigma M_D = 0, \quad -H_A \cdot 8 + P \cdot 4 + q \cdot 4 \cdot 2 = 0, \quad H_A = \frac{4 \cdot 4 + 2 \cdot 4 \cdot 2}{8} = 4 \text{ кН};$$

$$\Sigma M_A = 0, \quad H_D \cdot 8 - P \cdot 4 - q \cdot 4 \cdot 6 = 0, \quad H_D = \frac{4 \cdot 4 + 2 \cdot 4 \cdot 6}{8} = 8 \text{ кН}.$$

Проверка: $\Sigma x = 0; H_A + H_D - P - q \cdot 4 = 0;$

$$4 + 8 - 4 - 2 \cdot 4 = 0; \quad 12 - 12 = 0; \quad 0 = 0.$$

Уравнение равновесия превращается в тождество, что говорит о правильности вычисления опорных реакций.

Определение количества участков

Так как, в рамках границами участков являются точки приложения сил и точки изменения направления оси элементов системы, то заданная система имеет три участка: участок I – AB, участок II – BC, участок III – CD (рис. 5.13, б).

Составление аналитических выражений Q_y , M_x и N_z и определение их значений в характерных сечениях каждого участка

Определение внутренних силовых факторов в сечениях рам производится также с помощью метода сечений. Однако при выполнении разрезов всегда следует выяснить, какую из частей рамы считать левой, а какую правой. Для этого предполагают, что обход рамы ведется слева направо, т.е. от A к B, от B к C, от C к D. При этом наблюдение ведут с нижней стороны участков, находясь лицом к оси участков.

Участок I ($0 \leq z_1 \leq 4$ м) (рис. 5.18).

Проведя сечение в пределах этого участка, рассмотрим равновесие левой отсеченной части длиной z_1 . Составив уравнение равновесия $\Sigma y = 0$ и $\Sigma M_{O_1} = 0$ и $\Sigma z = 0$ для этой части и решив их относительно Q_{y_1} , M_{x_1} и N_{z_1} , получим аналитические выражения изменения Q_y , M_x и N_z на участке I:

$$\Sigma y = 0, \quad -H_A - Q_{y_1} = 0, \quad Q_{y_1} = -H_A - \text{const};$$

$$\Sigma M_{O_1} = 0, \quad -H_A \cdot z_1 - M_{x_1} = 0, \quad M_{x_1} = -H_A \cdot z_1 \text{ — урав}$$

нение прямой;

$$\Sigma z = 0, \quad N_{z_1} = 0 \text{ — нормальная сила отсутствует.}$$

Величины Q_y , M_x и N_z в граничных сечениях участка будут равны:

$$\text{при } z_1 = 0 \quad Q_{y_1} = -4 \text{ кН}, \quad M_{x_1} = 0, \quad N_{z_1} = 0;$$

$$\text{при } z_1 = 4 \text{ м} \quad Q_{y_1} = -4 \text{ кН}, \quad M_{x_1} = -4 \cdot 4 = -16 \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad N_{z_1} = 0.$$

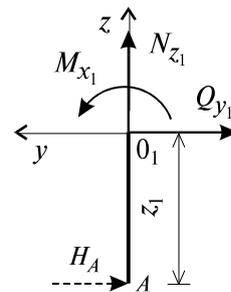


Рис. 5.18

Участок II ($0 \leq z_2 \leq 4$ м) (рис. 5.19).

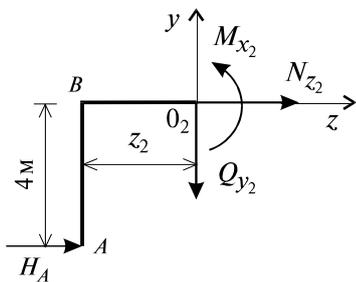


Рис. 5.19

Сделаем сечение в пределах этого участка, составим уравнения равновесия для левой части:

$$\sum y = 0, \quad Q_{y_2} = 0;$$

$$\sum M_{O_2} = 0, \quad -M_{x_2} - H_A \cdot 4 = 0,$$

$$M_{x_2} = -H_A \cdot 4 = -4 \cdot 4 = -16 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$\sum z = 0, \quad H_A + N_{z_2} = 0,$$

$$N_{z_2} = -H_A = -4 \text{ кН}.$$

Знак “минус” перед N_{z_2} говорит о том, что элемент BC сжат, а не растянут. Из полученных уравнений видно, что на участке II поперечная сила равна нулю, а изгибающий момент и нормальная сила постоянны.

Участок III ($0 \leq z_3 \leq 4$ м) (рис. 5.20). Приняв начало координат в сечении D и сделав разрез в пределах этого участка, рассмотрим равновесие правой отсеченной части длиной z_3 . Составив уравнения равновесия $\sum y = 0$; $\sum M_{O_3} = 0$ и $\sum z = 0$ и решив их, получим:

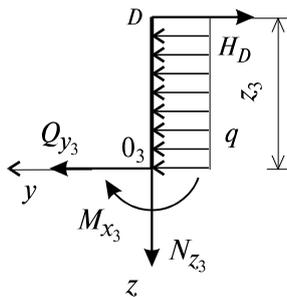


Рис. 5.20

$$\sum y = 0, \quad Q_{y_3} - H_D + q \cdot z_3 = 0,$$

$$Q_{y_3} = H_D - q \cdot z_3 \text{ — уравнение прямой.}$$

$$\sum M_{O_3} = 0, \quad M_{x_3} + H_D \cdot z_3 - \frac{q \cdot z_3^2}{2},$$

$$M_{x_3} = -H_D \cdot z_3 + \frac{q \cdot z_3^2}{2} \text{ — уравнение квадратной параболы;}$$

$$\sum z = 0, \quad N_z = 0.$$

Ординаты эпюр найдем из полученных выражений, подставив в них значения z_3 , соответствующие граничным сечениям участка:

$$\text{при } z_3 = 0 \quad Q_{y_3} = 8 \text{ кН}, \quad M_{x_3} = 0, \quad N_{z_3} = 0;$$

$$\text{при } z_3 = 4 \text{ м} \quad Q_{y_3} = 8 - 2 \cdot 4 = 0, \quad M_{x_3} = -8 \cdot 4 + \frac{2 \cdot 4}{2} = -16 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$N_{z_3} = 0.$$

Для уточнения очертания квадратной параболы определим величину M_{x_3} при $z_3 = 2$ м:

$$M_{x_3} = -8 \cdot 2 + \frac{2 \cdot 2}{2} = -12 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Построение эпюр Q_y , M_x и N_z для бруса с ломанной осью (рамы)

Отложив в масштабе перпендикулярно к оси каждого элемента рамы полученные значения Q_y , M_x , N_z в граничных и промежуточных сечениях участка и соединяя концы ординат линиями, соответствующими выражениям Q_y , M_x и N_z , строим их эпюры (рис. 5.17, в, г, д).

Правильность построения эпюр внутренних усилий подтверждается на основе статической проверки, заключающейся в том, что условия равновесия рамы ($\Sigma X \equiv 0$; $\Sigma Y \equiv 0$; $\Sigma M \equiv 0$), как в целом, так и любой ее отсеченной части, под воздействием внешних нагрузок и усилий, возникающих в проведенных сечениях, соблюдаются тождественно.

5.5. Касательные напряжения при поперечном изгибе. Главные напряжения при изгибе

В случае поперечного изгиба в сечениях балки возникают не только изгибающий момент, но и поперечная сила. Следовательно, в этом случае в поперечных сечениях бруса возникают не только нормальные, но и касательные напряжения.

Так как касательные напряжения в общем случае распределены по сечению неравномерно, то при поперечном изгибе поперечные сечения балки строго говоря не остаются плоскими. Однако при $\frac{h}{l} \ll 1$ (где h – высота поперечного сечения, l – длина балки) оказывается, что эти искажения заметным образом не сказываются на работе балки на изгиб. В данном случае гипотеза плоских сечений и в случае чистого изгиба с достаточной точностью приемлема. Поэтому для расчета нормальных напряжений σ применяют ту же формулу (5.10).

Рассмотрим вывод расчетных формул для касательных напряжений. Выделим из бруса, испытывающего поперечный изгиб, элемент длиной dz (рис. 5.21, а).

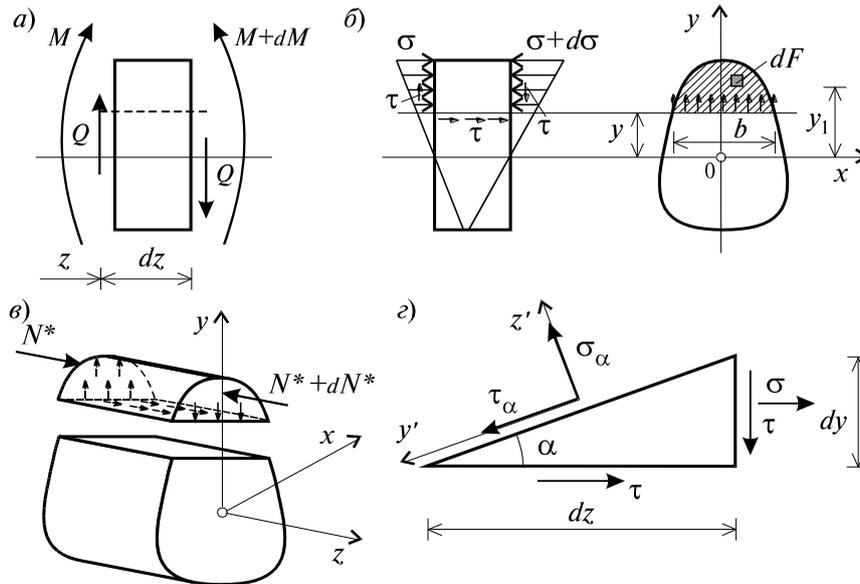


Рис. 5.21

Продольным горизонтальным сечением, проведенным на расстоянии y от нейтральной оси, разделим элемент на две части (рис. 5.21, в) и рассмотрим равновесие верхней части, имеющей основание шириной b . При этом с учетом закона парности касательных напряжений, получим, что касательные напряжения в поперечном сечении равны касательным

напряжениям, возникающим в продольных сечениях (рис. 5.21, б). С учетом данного обстоятельства и из допущения о том, что касательные напряжения по площади $b \cdot dz$ распределены равномерно, используя условие $\sum z = 0$, получим:

$$N^* - N^* - dN^* + \tau \cdot b \cdot dz = 0,$$

откуда

$$\tau = \frac{dN^*}{b \cdot dz}. \quad (5.12)$$

где N^* – равнодействующая нормальных сил $\sigma \cdot dF$ в левом поперечном сечении элемента dz в пределах заштрихованной площади F^* (рис. 5.20, з):

$$N^* = \int_{F^*} \sigma dF. \quad (5.13)$$

С учетом (5.10) последнее выражение можно представить в виде

$$N^* = \frac{M_x}{J_x} \int_{F^*} y_1 dF, \quad (5.14)$$

где $S_x^* = \int_{F^*} y_1 dF$ – статический момент части поперечного сечения,

расположенной выше координаты y (на рис. 5.21, б эта область заштрихована). Следовательно, (5.14) можно переписать в виде

$$N^* = \frac{M_x S_x^*}{J_x},$$

откуда

$$dN^* = \frac{dM_x S_x^*}{J_x}. \quad (5.15)$$

В результате совместного рассмотрения (5.12) и (5.15) получим

$$\tau = \frac{S_x^*}{b J_x} \cdot \frac{dM_x}{dz},$$

или окончательно

$$\tau = \frac{S_x^* Q_y}{b J_x}. \quad (5.16)$$

Полученная формула (5.16) носит имя русского ученого Д.И. Журавского.

Для исследования напряженного состояния в произвольной точке балки, испытывающей поперечный изгиб, выделим из состава балки вокруг исследуемой точки элементарную призму (рис. 5.21, з), таким образом, чтобы вертикальная площадка являлась частью поперечного сечения балки,

а наклонная площадка составляла произвольный угол α относительно горизонта. Принимаем, что выделенный элемент имеет следующие размеры по координатным осям: по продольно оси $-dz$, т.е. по оси z ; по вертикальной оси $-dy$, т.е. по оси y ; по оси x – равный ширине балки.

Так как вертикальная площадка выделенного элемента принадлежит поперечному сечению балки, испытывающему поперечный изгиб, то нормальные напряжения σ на этой площадке определяются по формуле (5.10), а касательные напряжения τ – по формуле Д.И. Журавского (5.16). С учетом закона парности касательных напряжений, легко установить, что касательные напряжения на горизонтальной площадке также равны τ . Нормальные же напряжения на этой площадке равны нулю, согласно уже известной нам гипотезе теории изгиба о том, что продольные слои не оказывают давления друг на друга.

Обозначим величины нормальных и касательных напряжений на наклонной площадке через σ_α и τ_α , соответственно. Принимая площадь наклонной площадки dF , для вертикальной и горизонтальной площадок будем иметь $dF \sin \alpha$ и $dF \cos \alpha$, соответственно.

Составляя уравнения равновесия для элементарной вырезанной призмы (рис. 5.21, з), получим:

$$\sum z' = 0; \quad \sum y' = 0,$$

откуда будем иметь:

$$\sigma_\alpha dF - \tau \cos \alpha dF \sin \alpha - \tau \sin \alpha dF \cos \alpha - \sigma \sin \alpha dF \sin \alpha = 0;$$

$$\tau_\alpha dF + \tau \sin \alpha dF \sin \alpha - \tau \cos \alpha dF \cos \alpha - \sigma \cos \alpha dF \sin \alpha = 0.$$

Следовательно, окончательные выражения напряжений на наклонной площадке принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_\alpha &= \sigma \sin^2 \alpha + \tau \sin 2\alpha; \\ \tau_\alpha &= \frac{1}{2} \sigma \sin 2\alpha + \tau \cos 2\alpha. \end{aligned} \right\}$$

Определим ориентацию площадки, т.е. значение $\alpha = \alpha_0$, при котором напряжение σ_α принимает экстремальное значение. Согласно правилу определения экстремумов функций из математического анализа, возьмем производную функции σ_α от α и приравняем ее нулю:

$$\frac{d\sigma_\alpha}{d\alpha} = 2\sigma \sin \alpha \cos \alpha + 2\tau \cos 2\alpha = 0.$$

Предполагая $\alpha = \alpha_0$, получим:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2\tau}{\sigma}.$$

Откуда окончательно будем иметь:

$$\alpha_0 = \frac{\pi}{2} - \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \left(\frac{2\tau}{\sigma} \right).$$

Согласно последнему выражению, экстремальные напряжения возникают на двух взаимно перпендикулярных площадках, называемых *главными*, а сами напряжения – *главными напряжениями*.

Сопоставляя выражения τ_α и $\frac{d\sigma_\alpha}{d\alpha}$, имеем:

$$\tau_\alpha = \frac{1}{2} \frac{d\sigma_\alpha}{d\alpha},$$

откуда и следует, что касательные напряжения на главных площадках всегда равны нулю.

В заключение, с учетом известных тригонометрических тождеств:

$$\sin^2 \alpha_0 = \frac{1}{2}(1 - \cos 2\alpha_0) = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\pm 1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 2\alpha_0}} \right);$$

$$\sin 2\alpha_0 = \pm \frac{\operatorname{tg} 2\alpha_0}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 2\alpha_0}},$$

и формулы $\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2\tau}{\sigma}$,

определим главные напряжения, выражая их через σ и τ :

$$\sigma_{\alpha_0} = \sigma_{\min}^{\max} = \frac{\sigma}{2} \mp \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \sigma\tau^2}.$$

Полученное выражение имеет важное значение в теории прочности изгибаемых элементов, позволяющее производить расчеты их прочности, с учетом сложного напряженного состояния, присущее поперечному изгибу.

5.6. Пример расчета (задача № 9)

Для составной балки, имеющей поперечное сечение, показанное на рис. 5.22, требуется:

1. Определить расчетные параметры поперечного сечения балки;
2. Вычислить нормальные напряжения σ по заданному изгибающему моменту и построить их эпюру;
3. Определить значения касательных напряжений в точке 3;

4. Определить значения главных напряжений в точке 3 и указать их направления (показать главные площадки), имея в виду, что сечение относится к левой части балки.

Дано: расчетные значения изгибающего момента и поперечной силы в сечении $M_p = 156 \text{ кН}\cdot\text{м}$, $Q_p = 104 \text{ кН}$; $h_{CT} = 0,34 \text{ м}$; $b_1/h_{CT} = 0,7$; $b_2/h_{CT} = 0,9$; $\delta_1/h_{CT} = 0,1$; $\delta_2/h_{CT} = 0,07$; $\delta/\delta_1 = 0,4$. Нормативное значение сопротивления материалу при изгибе $R_H = 217100 \text{ кН/м}^2$, коэффициент запаса по прочности $n = 1,3$.

Решение

1. *Определение расчетных параметров поперечного сечения балки* (рис. 5.22, а). Ширина верхней полки $b_1 = 0,7 \cdot h_{CT} = 0,7 \cdot 0,34 = 0,238 \text{ м}$, принимаем $b_1 = 0,24 \text{ м}$; толщина верхней полки $\delta_1 = 0,1 \cdot h_{CT} = 0,1 \cdot 0,34 = 0,034 \text{ м}$; площадь сечения верхней полки $F_i^A = b_1 \delta_1 = 0,24 \cdot 0,034 = 0,00816 \text{ м}^2$, ширина нижней полки $b_2 = 0,9 \cdot h_{CT} = 0,9 \cdot 0,34 = 0,306 \text{ м}$, принимаем $b_2 = 0,3 \text{ м}$; толщина нижней полки $\delta_2 = 0,07 \cdot h_{CT} = 0,07 \cdot 0,34 = 0,0238 \text{ м}$, принимаем $\delta_2 = 0,024 \text{ м}$; площадь сечения нижней полки $F_i^H = 0,3 \cdot 0,024 = 0,0072 \text{ м}^2$, толщина стенки $\delta = 0,4 \cdot \delta_1 = 0,4 \cdot 0,034 = 0,0136 \text{ м}$, принимаем $\delta = 0,014 \text{ м}$; площадь сечения стенки $F_{CT} = 0,34 \cdot 0,014 = 0,00476 \text{ м}^2$; высота балки $h_\delta = h_{CT} + \delta_1 + \delta_2 = 0,34 + 0,034 + 0,024 = 0,398 \text{ м}$.

Определение площади поперечного сечения балки.

$$F = F_i^A + F_i^H + F_{CT} = 0,00816 + 0,0072 + 0,00476 = 0,02012 \text{ м}^2.$$

Определение центра тяжести поперечного сечения балки. Ось y является осью симметрии сечения балки, следовательно, центр его тяжести находится на этой оси. За вспомогательную ось для определения координаты центра тяжести сечения на оси y принимаем ось x_1 (рис. 5.22, а). Заметим, что поперечное сечение балки является составным, и включает в себя три прямоугольника (верхняя и нижняя полки, а также стенка). С учетом данного обстоятельства и воспользовавшись выражением (3.6), вычислим статический момент площади поперечного сечения балки относительно оси x_1 :

$$\begin{aligned} S_{x_1} &= F_i^A \left(h_\delta - \frac{\delta_1}{2} \right) + F_i^H \frac{\delta_2}{2} + F_{CT} \left(\delta_2 + \frac{h_{CT}}{2} \right) = \\ &= 10^{-3} \cdot [8,16 \cdot (0,398 - 0,034 \cdot 0,5) + 7,2 \cdot 0,024 \cdot 0,5 + \\ &+ 4,76 (0,024 + 0,034 \cdot 0,5)] = 4,1188 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Тогда положение центра тяжести на оси y определится ординатой

$$y_C = \frac{S_{x1}}{F} = \frac{4,1188 \cdot 10^{-3}}{201,2 \cdot 10^{-4}} = 0,205 \text{ м.}$$

Определение момента инерции поперечного сечения балки относительно центральной оси (рис. 5.22). Значение момента инерции вычислим, пользуясь зависимостью между моментами инерции относительно параллельных осей:

$$\begin{aligned} I_{x_C} &= I_I^{\hat{A}} + F_I^{\hat{A}} a_1^2 + I_I^H + F_I^H a_2^2 + I_{CT} + F_{CT} a_{CT}^2 = \\ &= \frac{0,24 \cdot 0,034^3}{12} + 0,0816 \cdot 0,176^2 + \frac{0,3 \cdot 0,024^3}{12} + 0,72 \cdot (-0,193)^2 + \\ &+ \frac{0,014 \cdot 0,034^3}{12} + 0,476 \cdot (-0,011)^2 = 56,85 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4, \end{aligned}$$

где $I_I^{\hat{A}}$, I_I^H и I_{CT} – моменты инерции верхней и нижней полки и стенки, соответственно, относительно собственных горизонтальных осей, проходящих через их центры тяжести (см. п. 3.2),

$$a_1 = h_A - y_C - \frac{\delta_1}{2} = 0,398 - 0,205 - 0,034 \cdot 0,5 = 0,176 \text{ м};$$

$$a_2 = -\left(y_C - \frac{\delta_2}{2}\right) = -(0,205 - 0,024 \cdot 0,5) = -0,193 \text{ м};$$

$$a_{CT} = \frac{h_{CT}}{2} + s_2 - y_C = 0,34 \cdot 0,5 + 0,024 - 0,205 = -0,11 \text{ м}.$$

2. Вычислить нормальные напряжения σ по заданному изгибающему моменту и построить их эпюру.

Момент сопротивления W_x для точек 1 и 2 определим по формулам:

$$\text{для точки 1} \quad W_x^{(1)} = \frac{I_{x_C}}{y_1} = \frac{56,85 \cdot 10^{-5}}{19,3 \cdot 10^{-2}} = 2,95 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3;$$

$$\text{для точки 2} \quad W_x^{(2)} = \frac{I_{x_C}}{y_2} = \frac{56,85 \cdot 10^{-5}}{20,5 \cdot 10^{-2}} = 2,77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3,$$

где $y_1 = h_\delta - y_C = 0,398 - 0,205 = 0,193 \text{ м}$, $y_2 = y_C = 0,205 \text{ м}$.

Вычислим напряжения в точке 1 (рис. 5.22, а):

$$\sigma_1 = \frac{M_P}{W_x^{(1)}} = \frac{156}{2,95 \cdot 10^{-3}} = 52881 \text{ кН/м}^2 \approx 53000 \text{ МПа} < 167000 \text{ кН/м}^2$$

Вычислим напряжения в точке 2 (рис. 5.22, а):

$$\sigma_2 = \frac{M_P}{W_x^{(2)}} = \frac{156}{2,77 \cdot 10^{-3}} = 56318 \text{ кН/м}^2 \approx 56000 \text{ МПа} < 167000 \text{ кН/м}^2$$

Найдем значение нормальных напряжений в точке 3 по (5.10):

$$\sigma_3 = \frac{M_P}{I_{x_C}} y_3 = \frac{156}{56,85 \cdot 10^{-5}} 9,6 \cdot 10^{-2} = 26350 \text{ кН/м}^2.$$

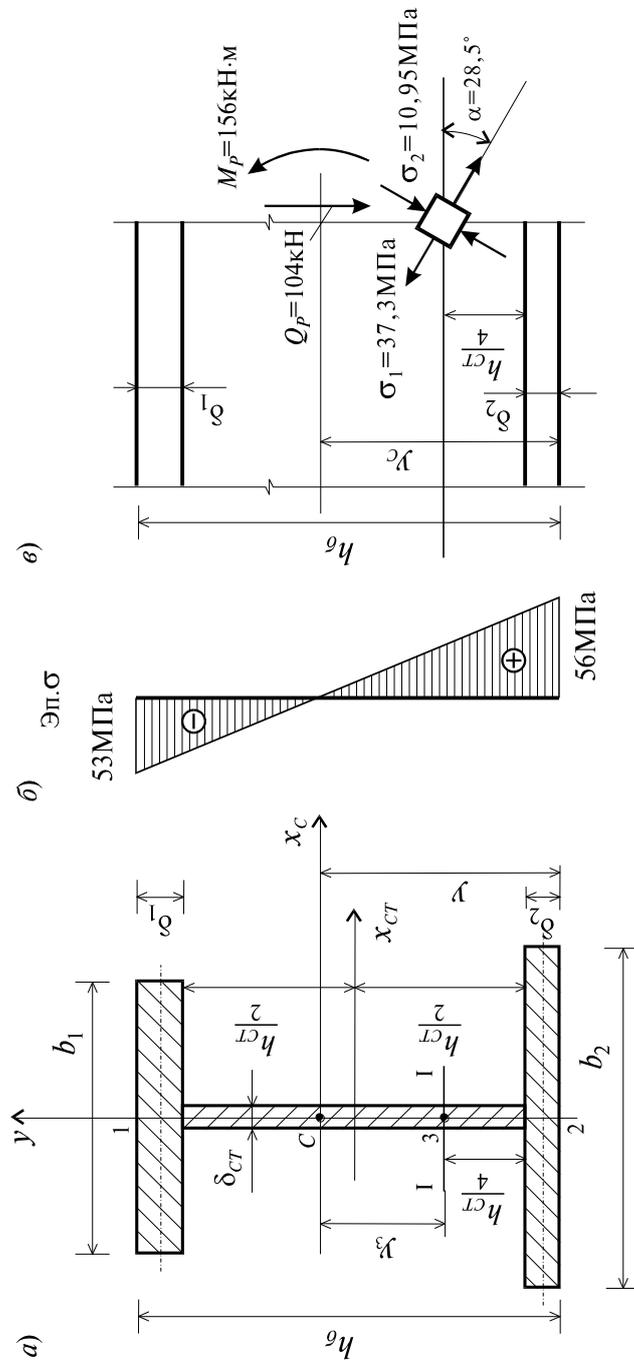


Рис. 5.22

По полученным значениям σ строим эпюру нормальных напряжений (рис. 5.22, б).

Проверку прочности производим по формуле

$$\sigma = \frac{M_p}{W_x} \leq R_{\dot{\epsilon}},$$

где M_p – расчетный изгибающий момент; W_x – момент сопротивления при изгибе; $R_{\dot{\epsilon}}$ – допускаемое напряжение при изгибе.

Допускаемое напряжение при изгибе равно:

$$R_{\dot{\epsilon}} = \frac{R_f}{n} = \frac{217100}{1,3} = 167000 \text{ кН/м}^2.$$

Как видно, балка имеет значительное недонапряжение.

3. *Определить значения касательных напряжений в точке 3.*

Касательное напряжение определим по формуле Журавского:

$$\tau = \frac{Q_p S_x^{i\delta\bar{n}}}{I_{xc} \delta},$$

где Q_p – расчетная поперечная сила, δ – ширина сечения на уровне точки 3.

Вычислим статический момент отсеченной части в точке 3 части сечения $S_x^{i\delta\bar{n}}$:

$$S_x^{i\delta\bar{n}} = F_i' \left(y_N - \frac{\delta_2}{2} \right) + F_{CT}^{i\delta\bar{n}} \left(y_3 + \frac{h_{CT}}{8} \right) = 0,0072 \cdot (0,205 - 0,5 \cdot 0,024) +$$

$$+ 0,00119 \cdot (0,096 + 0,125 \cdot 0,34) = 1,544 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3,$$

$$\text{где } F_{CT}^{i\delta\bar{n}} = 0,25 \cdot h_{CT} \cdot \delta = 0,25 \cdot 0,34 \cdot 0,014 = 0,00119 \text{ м}^2.$$

Вычислим касательное напряжение в точке 3:

$$\tau_3 = \frac{104 \cdot 1,544 \cdot 10^{-3}}{56,85 \cdot 10^{-5} \cdot 1,4 \cdot 10^{-2}} \approx 20200 \text{ кН/м}^2.$$

4. *Определить значения главных напряжений в т. 3 и указать их направления (показать главные площадки), имея в виду, что сечение относится к левой части балки.*

Главные напряжения в точке 3 определяем по формуле:

$$\sigma_{\max/\min} = \frac{\sigma}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}.$$

Подставив в данную формулу значения σ_3 и τ_3 , получим:

$$\sigma_{\max} = \left(\frac{26,3}{2} + \sqrt{\left(\frac{26,3}{2}\right)^2 + 20,2^2} \right) \cdot 10^3 = 37,3 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^2;$$

$$\sigma_{\min} = \left(\frac{26,3}{2} - \sqrt{\left(\frac{26,3}{2}\right)^2 + 20,2^2} \right) \cdot 10^3 = -10,95 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^2.$$

В заключение найдем положение главных площадок и направление главных напряжений (рис. 5.22, в).

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2\tau_3}{\sigma_3} = -\frac{2 \cdot 20,2}{26,3} = -1,542; \quad \alpha_0 \approx -57^\circ; \quad \alpha_0 = -28,5^\circ.$$

При отрицательном угле α_0 откладываем его от нормали к сечению (площадке) по часовой стрелке и показываем положение главных площадок и направление главных напряжений (рис. 5.22).

5.7. Перемещения при изгибе. Метод начальных параметров

Изгиб балки сопровождается искривлением ее оси. При поперечном изгибе ось балки принимает вид кривой, расположенной в плоскости действия поперечных нагрузок. При этом точки оси получают поперечные перемещения, а поперечные сечения совершают повороты относительно своих нейтральных осей. Углы поворота поперечных сечений принимаются равными углам наклона φ , касательной к изогнутой оси балки (рис. 5.23).

Прогибы и углы поворотов в балках являются функциями координаты z и их определение необходимо для расчета жесткости. Рассмотрим изгиб стержня в одной из главных плоскостей например, в плоскости yz . Как показывает практика, в составе реальных сооружений стержни испытывают весьма малые искривления ($y_{\max}/l = 10^{-2} - 10^{-3}$, где y_{\max} – максимальный прогиб; l – пролет балки).

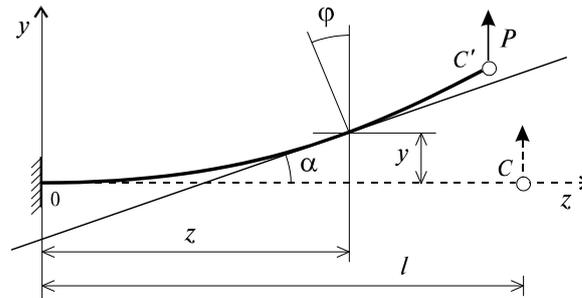


Рис. 5.23

В этом случае неизвестными функциями, определяющими положение точек поперечных сечений балки являются $y(z)$ и $\varphi(z) = \alpha(z)$ (рис.5.23). Совокупность значений этих параметров по длине балки образуют две функции от координаты z – функцию перемещений $y(z)$ и функцию углов

поворота $\varphi(z)$. Из геометрических построений (рис. 5.23) наглядно видно, что угол наклона касательной к оси z и угол поворота поворота поперечных сечений при произвольном z равны между собой. В силу малости углов поворота можно записать:

$$\varphi(z) \approx \operatorname{tg} \varphi(z) = y'(z). \quad (5.17)$$

Из курса математического анализа известно, что кривизна плоской кривой $y(z)$ выражается следующей формулой:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{y''(z)}{(1 + y'^2)^{3/2}}.$$

Если рассмотреть совместно соотношение (5.9) и последнее выражение, то получим нелинейное дифференциальное уравнение изогнутой оси балки, точное решение которого, как правило, затруднительно. В связи с малостью величины y'^2 по сравнению с единицей последнее выражение можно существенно упростить, и тогда

$$\frac{1}{\rho} = y''(z). \quad (5.18)$$

Учитывая (5.9), из (5.18) получим следующее важное дифференциальное соотношение

$$E I_x y''(z) = M_x(z), \quad (5.19)$$

где I_x – момент инерции поперечного сечения балки, относительно ее нейтральной оси; E – модуль упругости материала; $E I_x$ – изгибная жесткость балки.

Уравнение (5.19), строго говоря, справедливо для случая чистого изгиба балки, т.е. когда изгибающий момент $M_x(z)$ имеет постоянное значение, а поперечная сила равна нулю. Однако это уравнение используется и в случае поперечного изгиба, что равносильно пренебрежению искривлений поперечных сечений за счет сдвигов, на основании гипотезы плоских сечений.

Введем еще одно упрощение, связанное с углом поворота поперечного сечения. Если изогнутая ось балки является достаточно пологой кривой, то углы поворота сечений с высокой степенью точности можно принимать равными первой производной от прогибов. Отсюда следует, что прогиб балки принимает экстремальные значения в тех сечениях, где поворот равен нулю.

В общем случае, для того, чтобы найти функции прогибов $y(z)$ и углов поворота $\varphi(z)$, необходимо решить уравнение (5.19), с учетом граничных условий между смежными участками.

Для балки, имеющей несколько участков, определение формы упругой линии является достаточно сложной задачей. Уравнение (5.19), записанное

для каждого участка, после интегрирования, содержит две произвольные постоянные.

На границах соседних участков прогибы и углы поворота являются непрерывными функциями. Данное обстоятельство позволяет определить необходимое число граничных условий для вычисления произвольных постоянных интегрирования.

Если балка имеет n – конечное число участков, из $2n$ числа граничных условий получим $2n$ алгебраических уравнений относительно $2n$ постоянных интегрирования.

Если момент и жесткость являются непрерывными по всей длине балки функциями $M_x(z)$ и $EI_x(z)$, то решение может быть получено, как результат последовательного интегрирования уравнения (5.19) по всей длине балки: интегрируя один раз, получаем закон изменения углов поворота

$$\varphi(z) = y'(z) = \int_0^z \frac{M_x(z) dz}{EI_x(z)} + C_1,$$

интегрируя еще раз, получаем функцию прогибов

$$y(z) = \int_0^z \left(\int_0^z \frac{M_x(z) dz}{EI_x(z)} \right) dz + C_1 z + C_2.$$

Здесь C_1 и C_2 произвольные постоянные интегрирования должны быть определены из граничных условий.

Если балка имеет постоянное поперечное сечение по длине, то для определения функций прогибов и углов поворота удобно применить *метод начальных параметров*, суть которого в следующем.

Рассмотрим балку (рис. 5.24) с постоянным поперечным сечением,

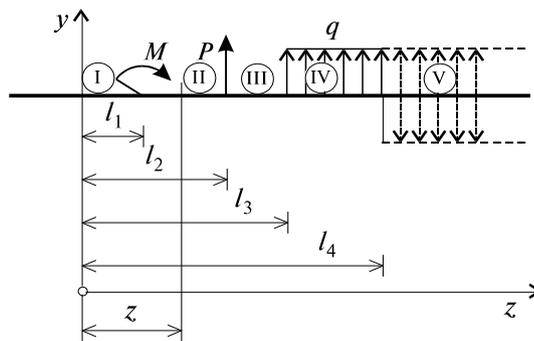


Рис. 5.24

нагруженную взаимоуравновешенной системой положительных силовых факторов (т.е., вызывающих вертикальные перемещения сечений балки в положительном направлении оси y). Начало системы координат поместим на левом конце балки так, чтобы ось z проходила вдоль оси балки, а ось y была бы направлена

вверх. На балку действуют: момент M , сосредоточенная сила P и равномерно распределенная на участке бруса нагрузка интенсивностью q (рис. 5.24).

Задача заключается в том, чтобы выявить особенности, вносимые в уравнение упругой линии, различными типами внешних силовых факторов. Для этого составим выражение изгибающих моментов для каждого из пяти участков заданной системы.

Участок I ($0 \leq z \leq l_1$) $M_{x(z)} = 0.$

Участок II ($l_1 \leq z \leq l_2$) $M_{x(z)} = M.$

Участок III ($l_2 \leq z \leq l_3$) $M_{x(z)} = M + P(z - l_2).$

Участок IV ($l_3 \leq z \leq l_4$) $M_{x(z)} = M + P(z - l_2) + \frac{q(z - l_3)^2}{2}.$

Участок V ($l_4 \leq z \leq l_5$) $M_{x(z)} = M + P(z - l_2) + \frac{q(z - l_3)^2}{2} - \frac{q(z - l_4)^2}{2}.$

На участке V, где распределенная нагрузка отсутствует, при выводе выражения для изгибающего момента, с целью сохранения рекуррентности формул для разных участков была приложена взаимоуравновешенная распределенная нагрузка.

Для вывода *обобщенного* выражения изгибающего момента введем следующий оператор $\left|_{z>l_i}$, означающий, что члены выражения, стоящие перед ним следует учитывать при $z > l_i$ и игнорировать при $z \leq l_i$. На основании этого, обобщенное выражение момента $M_x(z)$ для произвольного сечения z может быть записано единой формулой:

$$M_x(z) = M \left|_{z>l_1} + P(z - l_2) \left|_{z>l_2} + \frac{q(z - l_3)^2}{2} \left|_{z>l_3} - \frac{q(z - l_4)^2}{2} \left|_{z>l_4} \right. \quad (5.20)$$

Подставляя (5.20) в (5.19) и дважды интегрируя, получим выражение для прогибов:

$$EI_x y(z) = C_0 + C_1 z + \frac{M}{2} (z - l_1)^2 \left|_{z>l_1} + \frac{P}{6} (z - l_2)^3 \left|_{z>l_2} + \frac{q(z - l_3)^4}{24} \left|_{z>l_3} - \frac{q(z - l_4)^4}{24} \left|_{z>l_4} \right. \quad (5.21)$$

Постоянные интегрирования C_0 и C_1 по своей сути означают:

$$C_0 = EI_x y(0), \quad C_1 = EI_x y'(0) = EI_x \varphi(0) \quad (5.22)$$

и определяются из граничных условий на левом конце балки. Тогда формула для прогибов примет следующий окончательный вид:

$$EI_x y(z) = EI_x y_0 + EI_x \varphi_0 z + \frac{M}{2} (z - l_1)^2 \left|_{z>l_1} + \frac{P}{6} (z - l_2)^3 \left|_{z>l_2} +$$

$$+ \frac{q(z-l_3)^4}{24} \Big|_{z>l_3} - \frac{q(z-l_4)^4}{24} \Big|_{z>l_4} . \quad (5.23)$$

Соответственно, формула для углов поворотов сечений балки определяется из (5.23) простым дифференцированием:

$$EI_x \varphi(z) = EI_x \varphi_0 + M(z-l_1) \Big|_{z>l_1} + \frac{P}{2}(z-l_2)^2 \Big|_{z>l_2} + \frac{q(z-l_3)^3}{6} \Big|_{z>l_3} - \frac{q(z-l_4)^3}{6} \Big|_{z>l_4} . \quad (5.24)$$

Как видно, для определения прогибов и углов поворота балок данным методом начальных параметров достаточно знание лишь значений прогиба y_0 , угла поворота φ_0 в начале системы координат, т.е. так называемых *начальных параметров*. Поэтому данный метод и называется методом начальных параметров.

5.8. Пример расчета (задача № 10)

Для схем стальных балок I и II, изображенных на рис. 5.25 и 5.26, определить методом начальных параметров углы поворота сечения и прогиб в точке D. Модуль упругости $E = 2 \cdot 10^8$ кН/м². Поперечные сечения балок: схема I – круглое диаметром $d = 0,24$ м, схема II – квадратное со стороной $a = 0,2$ м.

Решение

Схема I.

1. *Определение опорных реакций балки* (рис. 5.25)

$$\Sigma y = 0, R_0 + q \cdot c - P = 0, R_0 = -q \cdot c + P = -10 \cdot 1,4 + 12 = -2 \text{ кН};$$

$$\Sigma M_0 = 0, M_0 - q c (b + 0,5 c) + M + P (b + c + e) = 0,$$

$$M_0 = q c (b + 0,5 c) - M - P (b + c + e) = 10 \cdot 1,4 \cdot (1,8 + 0,5 \cdot 1,4) - 20 - 12 \cdot (1,8 + 1,4 + 1,2) = -37,8 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

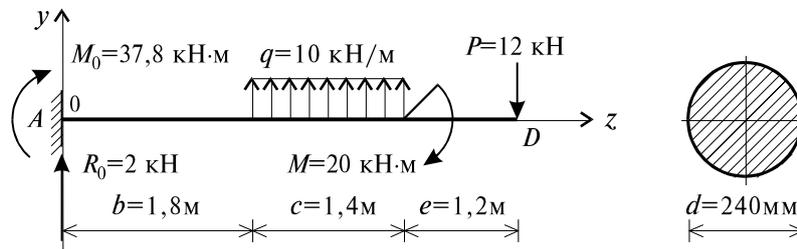


Рис. 5.25

Для проверки правильности определения опорных реакций составим уравнения равновесия:

$$\sum M_D = 0, M_0 + R_0 \cdot 4,4 + q \cdot c \cdot (0,5 \cdot c + e) + M = -37,8 - 2 \cdot 4,4 + \\ + 10 \cdot 1,44 \cdot (0,5 \cdot 1,4 + 1,2) + 20 = 46,6 - 46,6 = 0.$$

Реакции найдены верно.

2. *Применение метода начальных параметров.* Используя уравнение (5.23), для нашего случая запишем:

$$EI_x y(z) = EI_x y_0 + EI_x \varphi_0 z + \frac{M_0 z^2}{2!} + \frac{R_0 z^3}{3!} + \frac{q(z-b)^4}{4!} \Big|_{z>b} - \\ - \frac{q(z-b-c)^4}{4!} \Big|_{z>b+c} + \frac{M(z-b-c)^2}{2!} \Big|_{z>b+c}.$$

Здесь M_0 и Q_0 – момент и реакция в заделке (т.е. в начале координат). Знак $|_{z>a}$ означает, что слагаемое, после которого он стоит, нужно учитывать при $z > a$ и не надо – при $z \leq a$. Начальные параметры имеют значения: $y_0 = 0$; $\varphi_0 = 0$; $M_0 = -37,8$ кН·м, $R_0 = -2$ кН (знак реакций определяется по знаку перемещения вызванного этими усилиями). Тогда выражение для определения прогибов будет иметь вид:

$$EI_y(z) = -\frac{37,8 z^2}{2} - \frac{2 z^3}{6} + \frac{10 \cdot (z-1,8)^4}{24} \Big|_{z>1,8} - \frac{10 \cdot (z-3,2)^4}{24} \Big|_{z>3,2} + \\ + \frac{20(z-3,2)^2}{2} \Big|_{z>3,2}.$$

Соответственно выражение для определения углов поворота будет:

$$EI \varphi(z) = -37,8 \cdot z - z^2 + \frac{10 \cdot (z-1,8)^3}{6} \Big|_{z>1,8} - \frac{10 \cdot (z-3,2)^3}{6} \Big|_{z>3,2} + 20 \cdot (z-3,2) \Big|_{z>3,2}.$$

С помощью этих выражений определяем y_D и φ_D :

$$EI y_D = -\frac{37,8 \cdot 4,4^2}{2} - \frac{2 \cdot 4,4^3}{6} + \frac{10 \cdot (4,4-1,8)^4}{24} - \frac{10 \cdot (4,4-3,2)^4}{24} + \frac{20 \cdot (4,4-3,2)^2}{2} = -361,7 \text{ кН}\cdot\text{м}^3.$$

$$EI \varphi_D = -37,8 \cdot 4,4 - 4,4^2 + \frac{10 \cdot 2,6^3}{6} - \frac{10 \cdot 1,2^3}{6} + 20 \cdot 1,2 = -135,27 \text{ кН}\cdot\text{м}^2.$$

Жесткость сечения при $E = 2 \cdot 10^8 \text{ кН/м}^2$ равна:

$$EI = E \frac{\pi d^4}{64} = 2 \cdot 10^8 \cdot \frac{3,14 \cdot 2,4^4 \cdot 10^{-4}}{64} = 326 \cdot 10^2 \text{ кН}\cdot\text{м}^2.$$

Тогда, окончательно:

$$y_D = -\frac{361,7}{326 \cdot 10^2} = -0,0111 \text{ м}, \quad \varphi_D = -\frac{135,27}{326 \cdot 10^2} = -0,004 \text{ рад}.$$

Прогиб точки D происходит вниз, а сечение поворачивается по часовой стрелке.

Схема II.

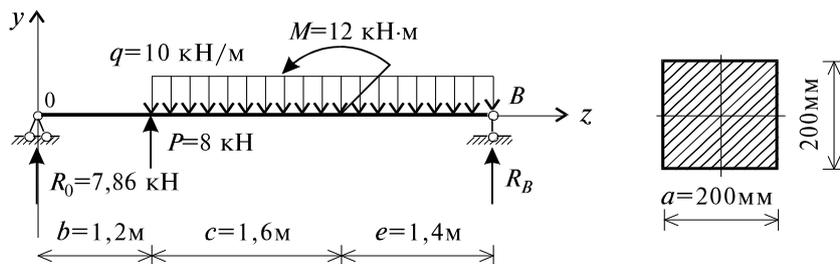


Рис. 5.26

1. Определение опорных реакций балки (рис. 5.26).

$$\Sigma M_0 = 0, \quad R_B(b+c+e) - q \cdot (c+e) \cdot [b+0,5 \cdot (c+e)] + M + P \cdot b = 0,$$

$$R_B = \frac{q \cdot (c+e) [b+0,5 \cdot (c+e)] - M - P \cdot b}{b+c+e} =$$

$$= \frac{10 \cdot 3 \cdot (1,2 + 1,5) - 12 - 8 \cdot 1,2}{4,2} = 14,14 \text{ кН};$$

$$\Sigma M_B = 0, \quad R_0(b + c + e) - 0,5 \cdot q \cdot (c + e)^2 - M + P \cdot (c + e) = 0,$$

$$R_0 = \frac{0,5 \cdot q(c + e)(c + e) + M - P \cdot (c + e)}{b + c + e} = \frac{10 \cdot 4,5 + 12 - 8 \cdot 3}{4,2} = 7,86 \text{ кН}.$$

Для проверки правильности определения опорных реакций составим уравнение равновесия сил по оси y :

$$\Sigma y = 0; \quad R_0 + R_B + P - q(c + e) = 7,86 + 14,14 + 8 - 10 \cdot 3 = 30 - 30 = 0.$$

Реакции найдены верно.

2. *Применение метода начальных параметров.* Используя метод начальных параметров, для рассматриваемой балки запишем:

$$EI y(z) = EI y_0 + EI \varphi_0 z + \frac{M_0 z^2}{2!} + \frac{R_0 z^3}{3!} + \frac{P(z-b)^3}{3!} \Big|_{z>b} - \\ - \frac{q(z-b)^4}{4!} \Big|_{z>b} - \frac{M(z-b-c)^2}{2!} \Big|_{z>b+c}.$$

Из условий закрепления балки при $z = 0$ имеем: $y_0 = 0$; $M_0 = 0$.

Подставляя числовые значения, получим:

$$EI y(z) = EI \varphi_0 \cdot z + \frac{7,86 \cdot z^3}{6} + \frac{8 \cdot (z-1,2)^3}{3} \Big|_{z>1,2} - \\ - \frac{10 \cdot (z-1,2)^4}{24} \Big|_{z>1,2} - \frac{1,2 \cdot (z-2,8)^2}{2} \Big|_{z>2,8}.$$

В данном выражении неизвестно φ_0 . Из условия закрепления балки при $z = b + c + e$ имеем, что $y = 0$. Вычисляя прогиб на правом конце балки и приравнявая его к нулю, получим уравнение для определения φ_0 :

$$0 = EI \varphi_0 \cdot 4,2 + \frac{7,86 \cdot 4,2^3}{6} + \frac{8 \cdot (4,2-1,2)^3}{6} - \frac{10 \cdot (4,2-1,2)^4}{24} - \frac{12 \cdot (4,2-2,8)^2}{2}.$$

Отсюда $EI \varphi_0 = -20,84 \text{ кН} \cdot \text{м}^2$. Теперь выражение для определения прогибов будет иметь вид:

$$EI y(z) = -20,84 z + \frac{7,86 \cdot z^3}{6} + \frac{8(z-1,2)^3}{6} \Big|_{z>1,2} - \\ - \frac{10 \cdot (z-1,2)^4}{24} \Big|_{z>1,2} - \frac{1,2 \cdot (z-2,8)^2}{2} \Big|_{z>2,8}.$$

Соответственно, выражение для определения углов поворота будет:

$$EI\varphi(z) = -20,84 + \frac{7,86 \cdot z^2}{3} + \frac{8(z-1,2)^2}{2} \Big|_{z>1,2} - \\ - \frac{10 \cdot (z-1,2)^3}{6} \Big|_{z>1,2} - 1,2 \cdot (z-2,8) \Big|_{z>2,8}.$$

С помощью этих выражений определяем y_D и φ_D :

$$EI y_D = -20,84 \cdot 1,2 + \frac{7,86 \cdot 1,2^3}{6} = 22,744 \text{ кН} \cdot \text{м}^3.$$

$$EI \varphi_D = -20,84 + \frac{7,86 \cdot 1,2^2}{2} = -15,18 \text{ кН} \cdot \text{м}^2.$$

Вычисляем жесткость сечения ($E = 2 \cdot 10^8 \text{ кН/м}^2$):

$$EI = 2 \cdot 10^8 \cdot \frac{0,2 \cdot (0,2)^3}{12} = 2,67 \cdot 10^4 \text{ кН} \cdot \text{м}^2.$$

Тогда, окончательно,

$$y_D = -\frac{22,7}{2,67 \cdot 10^4} = -0,0085 \text{ м}, \quad \varphi_D = -\frac{15,18}{2,67 \cdot 10^4} = -0,00569 \text{ рад}.$$

Перемещение точки D происходит вниз, а сечение поворачивается по часовой стрелке.

5.9. Косой изгиб

Под *косым изгибом* понимается такой случай изгиба, при котором плоскость изгибающего момента не совпадает ни с одной из главных осей поперечного сечения (рис. 5.27, а). Косой изгиб удобнее всего рассмотреть как одновременный изгиб бруса относительно главных осей x и y поперечного сечения бруса. Для этого общий вектор изгибающего момента M , действующего в поперечном сечении бруса, раскладывается на составляющие момента относительно этих осей (рис. 5.27, б):

$$M_x = M \cdot \sin\alpha; \quad M_y = M \cdot \cos\alpha. \quad (5.25)$$

Введем следующее правило знаков для моментов M_x и M_y – момент считается положительным, если в первой четверти координатной плоскости (там, где координаты x и y обе положительны) он вызывает сжимающие напряжения.

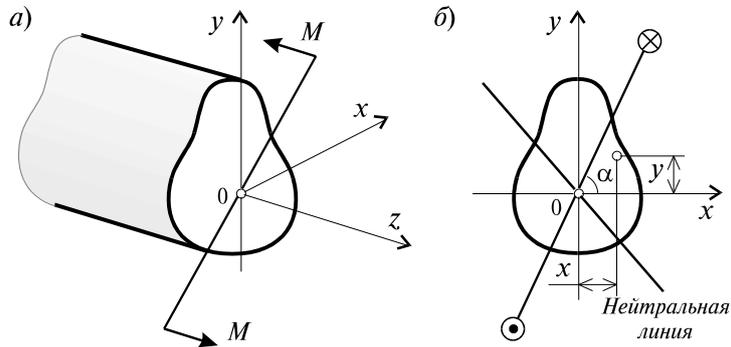


Рис. 5.27

На основании принципа независимости действия сил нормальное напряжение в произвольной точке, принадлежащей к поперечному сечению бруса и имеющей координаты x, y , определяется суммой напряжений, обусловленных моментами M_x и M_y , т.е.

$$\sigma(x, y) = \frac{M_x y}{I_x} + \frac{M_y x}{I_y}. \quad (5.26)$$

Подставляя выражения M_x и M_y из (5.25) в (5.26), получим:

$$\sigma(x, y) = M \left(\frac{y}{I_x} \sin \alpha + \frac{x}{I_y} \cos \alpha \right).$$

Из курса аналитической геометрии известно, что последнее выражение представляет собой уравнение плоскости. Следовательно, если в каждой точке сечения отложить по нормали вектор напряжения σ , то концы векторов образуют геометрическое место точек, принадлежащих одной плоскости, как и при поперечном изгибе.

Уравнение *нейтральной линии*, т.е. геометрического места точек, где нормальное напряжение принимает нулевые значения, найдем, полагая в (5.26) $\sigma = 0$:

$$\frac{M_x y}{I_x} + \frac{M_y x}{I_y} = 0.$$

Откуда определяется:

$$y = -\frac{M_y I_x}{M_x I_y} x = -\operatorname{ctg} \alpha \frac{I_x}{I_y} x. \quad (5.27)$$

Поскольку свободный член в (5.27) равен нулю нейтральная линия всегда проходит через начало координат. Как видно из выражения (5.26), эпюра напряжений в поперечных сечениях бруса линейна, следовательно,

максимальные напряжения в сечении возникают в точках наиболее удаленных от нейтральной линии. В том случае, когда сечение имеет простую форму (прямоугольник, круг), положение наиболее опасных точек легко определяется визуально. Для сечений, имеющих сложную форму, необходимо применить графический подход.

Далее покажем, что при косом изгибе нейтральная линия не перпендикулярна к плоскости действия изгибающего момента, как это всегда выполнялось при поперечном изгибе. Действительно угловой коэффициент K_1 следа момента (рис. 5.27, б) равен:

$$K_1 = \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.28)$$

Угловой же коэффициент нейтральной линии, как это следует из (5.27), определяется выражением:

$$\operatorname{tg} \varphi = K_2 = \frac{I_x M_y}{I_y M_x} = \frac{I_x}{I_y} \operatorname{ctg} \alpha. \quad (5.29)$$

Так как в общем случае $I_x \neq I_y$, то условие перпендикулярности прямых, известное из аналитической геометрии, не соблюдается, поскольку $K_1 \neq -\frac{1}{K_2}$. Брус, образно выражаясь, предпочитает изгибаться не в плоскости изгибающего момента, а в некоторой другой плоскости, где жесткость на изгиб будет минимальной.

5.10. Пример расчета (задача № 11)

Стальная балка AB , расчетная схема и поперечное сечение которой показаны на рис. 5.28, a , ($c = 0,03$ м) нагружена силами P_1 и P_2 . Требуется:

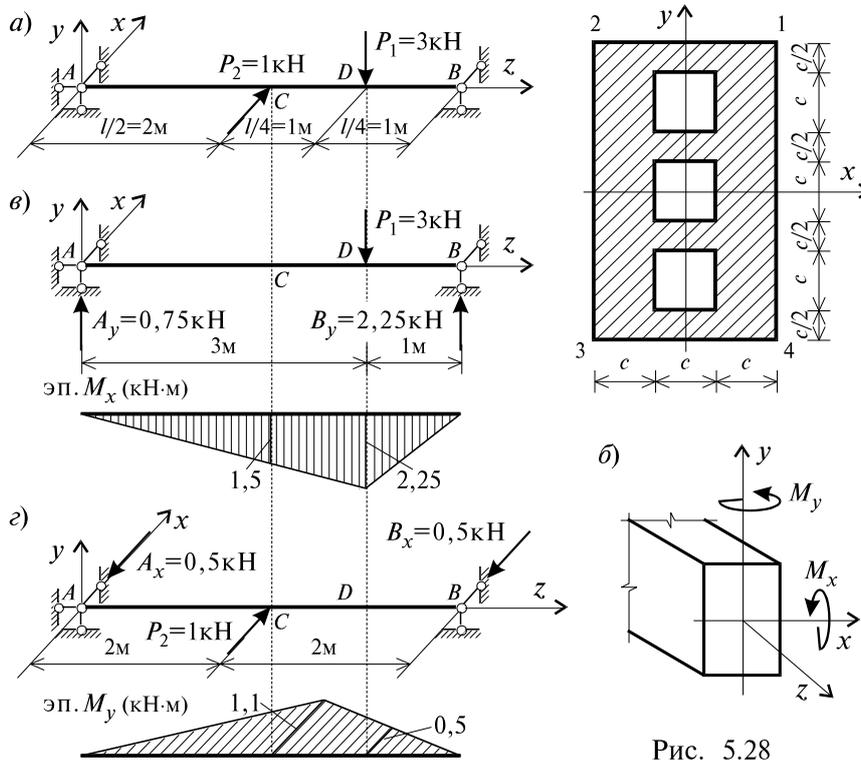


Рис. 5.28

1. Построить эпюры изгибающих моментов в главных плоскостях инерции;
2. Установить по эпюрам изгибающих моментов опасное сечение балки. Найти для опасного сечения положение нулевой линии;
3. Вычислить наибольшие растягивающие и сжимающие нормальные напряжения;
4. Определить значение полного прогиба в середине пролета балки и указать его направление.

Решение

1. Построить эпюры изгибающих моментов в главных плоскостях инерции. Ввиду симметричности сечения балки относительно осей x и y (рис. 5.28, a), можно сделать вывод, что эти оси – главные. Для построения эпюр изгибающих моментов, используя принцип независимости действия сил, представим кривой изгиб как изгиб в двух главных плоскостях инерции бруса (рис. 5.28, b , c). Определив опорные

реакции, составим аналитические выражения изгибающих моментов и вычислим их значения в характерных сечениях. Построим эпюры изгибающих моментов M_x и M_y (рис. 5.28, в, з), откладывая ординаты со стороны растянутых волокон. В соответствии с принятым правилом знаков (п. 5.9), $M_x < 0$, $M_y > 0$.

2. Установить по эпюрам изгибающих моментов опасное сечение балки. Найти для опасного сечения положение нулевой линии. Сравнивая ординаты эпюр M_x и M_y , делаем вывод, что опасными могут быть сечения D или C , т.к. в них предположительно возникают наибольшие по величине изгибающие моменты. Для того, чтобы установить, какое из них является наиболее опасным, нужно вычислить возникающие в сечениях C и D наибольшие нормальные напряжения и сравнить их. Теоретически доказано, что если контур поперечного сечения так вписывается в прямоугольник, что четыре крайние точки сечения совпадают с углами прямоугольника, то максимальное нормальное напряжение будет в одном из углов прямоугольника и определится по формуле:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y},$$

где все величины берутся по абсолютной величине. У нас именно такой случай. Осевые моменты инерции сечения вычислим по следующим зависимостям:

$$I_x = \frac{3c \cdot (5c)^3}{12} - \left[\frac{c \cdot c^3}{12} + 2 \left(\frac{c \cdot c^3}{12} + c^2 \cdot (2,5\bar{n} - c)^2 \right) \right] = \frac{106}{4} c^4 =$$

$$= 0,25 \cdot 106 \cdot (0,03)^4 = 2147 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$I_y = \frac{5c \cdot (3c)^3}{12} - 3 \frac{c \cdot c^3}{12} = \frac{132}{12} c^4 = 11 \cdot c^4 = 11 \cdot (0,03)^4 = 891 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Моменты сопротивления сечения W_x и W_y определяются следующим образом:

$$W_x = \frac{I_x}{2,5 \cdot c} = \frac{2147 \cdot 10^{-8}}{2,5 \cdot 3 \cdot 10^{-2}} = 286,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$W_y = \frac{I_y}{1,5 \cdot c} = \frac{891 \cdot 10^{-8}}{1,5 \cdot 3 \cdot 10^{-2}} = 198 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Таким образом, наибольшие напряжения в сечениях C и D равны:
сечение C

$$\sigma_{\max}^C = \frac{1,5}{286,3 \cdot 10^{-6}} + \frac{1}{198 \cdot 10^{-6}} \approx 10290 \text{ кПа} = 10,29 \text{ МПа};$$

сечение D

$$\sigma_{\max}^D = \frac{2,25}{286,3 \cdot 10^{-6}} + \frac{0,5}{198 \cdot 10^{-6}} \approx 10385 \text{ кПа} = 10,38 \text{ МПа.}$$

Сравнивая эти значения, заключаем – опасным является сечение D. Подставив значения I_x, I_y, M_x, M_y в формулу (5.29) получим:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \varphi &= -\frac{2147 \cdot 10^{-8} \cdot 0,5}{891 \cdot 10^{-8} \cdot (-2,25)} = \\ &= 0,535, \text{ откуда } \varphi \approx 28,17^\circ. \end{aligned}$$

Нулевая линия пройдет в тех четвертях поперечного сечения, в которых изгибающие моменты будут вызывать нормальные напряжения разных знаков. В нашем случае это будут первая и третья четверти. Поэтому, отложив угол $\varphi \approx 28,17^\circ$ от оси x против хода часовой стрелки, проведем нулевую линию (рис. 5.29).

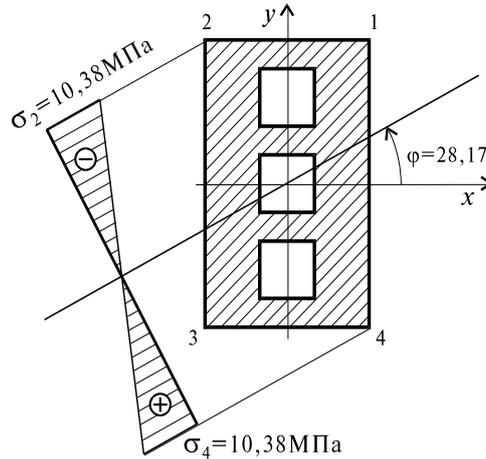


Рис. 5.29

3. *Вычислить наибольшие растягивающие и сжимающие нормальные напряжения.* Вершины стрелок нормальных напряжений, определяемых по формуле (5.26) будут лежать на плоскости, пересекающей плоскость поперечного сечения по нулевой линии. При взгляде на плоскость напряжений вдоль нулевой линии мы увидим ее в виде прямой, ординаты которой показаны в виде эпюры σ на рис. 5.29. Наибольшие нормальные напряжения будут иметь место в точках 2 и 4 и различаться только знаком. Действительно, подставляя в формулу (5.26) координаты точек 2 и 4, получаем:

точка 2

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{-2,25}{2147 \cdot 10^{-8}} (0,075) + \frac{0,5}{891 \cdot 10^{-8}} (-0,045) \approx -10385 \text{ кН/м}^2 \approx \\ &\approx -10,38 \text{ МПа;} \end{aligned}$$

точка 4

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{-2,25}{2147 \cdot 10^{-8}} (-0,075) + \frac{0,5}{891 \cdot 10^{-8}} (0,045) \approx -10385 \text{ кН/м}^2 \approx \\ &\approx 10,38 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Отложив в удобном масштабе полученные величины напряжений, построим эпюру напряжений σ (рис. 5.29).

4. *Определить значение полного прогиба в середине пролета балки и указать его направление.* Полный прогиб (перемещение центра тяжести сечения C) вычисляем по формуле:

$$f_{\bar{n}} = \sqrt{f_{x_C}^2 + f_{y_C}^2},$$

где f_{x_C} , f_{y_C} – проекции полного прогиба на главные оси. Эти величины можно определить методом начальных параметров. Начало координат поместим на левом конце балки в точке A .

Прогиб в плоскости xOz . Начальные параметры:

$$f_{x_0} = 0; \quad \varphi_0 \neq 0; \quad Q_0 = A_x = -0,5 \text{ кН.}$$

Составим выражение прогибов $f_x(z)$ с помощью универсального уравнения упругой линии балки:

$$EI_y f_x(z) = EI_y \varphi_0 z + \frac{Q_0 z^3}{6} + \frac{P_2 \cdot (z - 0,5 \cdot l)^3}{6} \Big|_{z > 0,5l}. \quad (5.30)$$

Величину φ_0 определим из условия, что при $f_x(l) = 0$. Подставляя в выражение (5.30) $z = l = 4$ м, получим:

$$0 = EI_y \varphi_0 \cdot 4 - \frac{0,5 \cdot 4^3}{6} + \frac{1 \cdot (4 - 2)^3}{6};$$

$$\varphi_0 = \frac{32}{6 \cdot 4 \cdot EI_y} - \frac{8}{6 \cdot 4 \cdot EI_y} = \frac{1}{EI_y}.$$

Окончательно выражение прогибов $f_x(z)$ будет иметь вид:

$$EI_y f_x(z) = z + \frac{Q_0 \cdot z^3}{6} + \frac{P_2 \cdot (z - 0,5 \cdot l)^3}{6} \Big|_{z > 0,5l}. \quad (5.31)$$

Для определения прогиба в середине пролета подставим $z = 0,5 \cdot l = 2$ м в выражение (5.31):

$$EI_y f_{x_C} = 2 - \frac{0,5 \cdot 2^3}{6} = 1,33 \text{ кН} \cdot \text{м}^3.$$

Учитывая, что $E = 2 \cdot 10^8 \text{ кН/м}^2$ и $I_y = 891 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$, получаем:

$$f_{x_C} = \frac{1,33}{EI_y} = \frac{1,33}{2 \cdot 10^8 \cdot 891 \cdot 10^{-8}} \approx 0,000745 \text{ м} = 7,45 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Прогиб в плоскости yOz . Начальные параметры:

$$f_{y0} = 0; \quad \varphi_0 \neq 0; \quad Q_0 = \dot{A}_y = 0,75 \text{ кН.}$$

Выражение для прогибов $f_y(z)$ получаем с помощью метода начальных параметров:

$$EI_x f_y(z) = EI_x \varphi_0 z + \frac{Q_0 z^3}{6} - \frac{P_1 \cdot (z - 0,75 \cdot l)^3}{6} \Big|_{z > 0,75l} \quad (5.32)$$

Подставляя $z = l = 4$ м в выражение (5.32) и учитывая, что в т. В прогиб равен нулю, получаем уравнение для определения φ_0 :

$$EI_x \varphi_0 \cdot 4 + \frac{0,75 \cdot 4^3}{6} - \frac{3 \cdot (4 - 3)^3}{6} = 0,$$

откуда

$$\varphi_0 = -\frac{48}{6 \cdot 4 \cdot EI_x} + \frac{3}{6 \cdot 4 \cdot EI_x} = -\frac{15}{8EI_x} = -\frac{1,875}{EI_x}.$$

Окончательно выражение для прогибов $f_y(z)$ будет иметь вид:

$$EI_x f_y(z) = 1,875 \cdot z + \frac{0,75 \cdot z^3}{6} - \frac{3(z-3)^3}{6} \Big|_{z > 3i} \quad (5.33)$$

Для определения прогиба в середине пролета подставим $z = 0,5l = 2$ м в выражение (5.33):

$$EI_x f_{yC} = -1,875 \cdot 2 + \frac{0,75 \cdot 2^3}{6} = -3,75 + 1 = 2,75 \text{ кН} \cdot \text{м}^3;$$

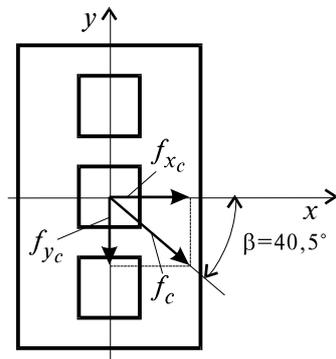
$$f_{yC} = \frac{2,75}{2 \cdot 10^8 \cdot 2147 \cdot 10^{-8}} = -0,0064 \text{ м} = -0,64 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Определим величину модуля вектора полного прогиба

$$f_C = \sqrt{(7,45 \cdot 10^{-4})^2 + (-6,4 \cdot 10^{-4})^2} \approx 9,8 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Направление вектора полного прогиба показано на рис. 5.30. При этом, угол β определим по формуле:

$$\text{tg} \beta = \frac{f_{yC}}{f_{xC}} = \frac{-6,4 \cdot 10^{-4}}{7,45 \cdot 10^{-4}} \approx -0,853; \quad \beta = -40,5^\circ.$$



$$f_{xc} = 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ М}$$

$$f_{ye} = 6,4 \cdot 10^{-4} \text{ М}$$

$$f_c = 9,8 \cdot 10^{-4} \text{ М}$$

Рис. 5.30

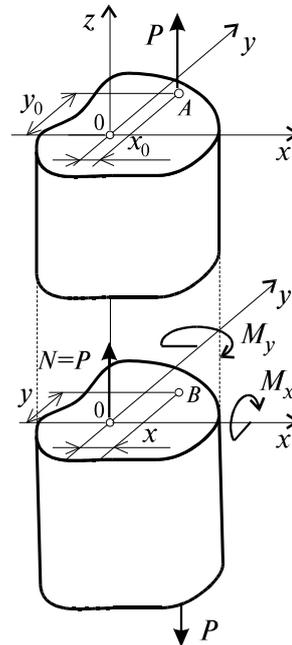


Рис. 5.31

5.11. Внецентренное растяжение и сжатие

Внецентренное сжатие и растяжение как и кривой изгиб относится к сложному виду сопротивления бруса. При внецентренном растяжении (сжатии) равнодействующая внешних сил не совпадает с осью бруса, как при простом растяжении, а смещена относительно оси z и параллельна ей (рис. 5.31).

Пусть в точке $A(x_A, y_A)$ приложена равнодействующая внешних сил P . Тогда относительно главных осей x и y равнодействующая сила P вызывает моменты:

$$M_x = P \cdot y_A; \quad M_y = P \cdot x_A. \quad (5.34)$$

Таким образом, при внецентренном растяжении (сжатии) в поперечном сечении бруса возникает нормальная сила $N_z = P$ и изгибающие моменты M_x и M_y . Следовательно, на основании принципа независимости действия сил в произвольной точке B с координатами x, y нормальное напряжение σ определяется следующим выражением:

$$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{P y_A}{I_x} y + \frac{P x_A}{I_y} x. \quad (5.35)$$

Используя выражения для квадратов радиусов инерции сечения:

$$i_x^2 = \frac{I_x}{F}; \quad i_y^2 = \frac{I_y}{F},$$

можно (5.35) преобразовать к следующему виду:

$$\sigma = \frac{P}{F} \left(1 + \frac{y_A \cdot y}{i_x^2} + \frac{x_A \cdot x}{i_y^2} \right).$$

Уравнение нейтральной линии получим, приравняв нулю выражение для нормальных напряжений σ :

$$\frac{P}{F} \left(1 + \frac{y_A \cdot y}{i_x^2} + \frac{x_A \cdot x}{i_y^2} \right) = 0. \quad (5.36)$$

Из (5.36) можно легко определить отрезки, которые отсекает нейтральная линия на координатных осях. Если приравнять $x = 0$, то получим:

$$1 + \frac{y_A \cdot a_y}{i_x^2} = 0.$$

где a_y – координата точки пересечения нейтральной линии и оси y .

Решая это уравнение, получим:

$$a_y = -\frac{i_x^2}{y_A}.$$

Аналогичным образом можно определить координату пересечения нейтральной линии и оси x :

$$a_x = -\frac{i_y^2}{x_A}.$$

Можно решить и обратную задачу – определить координаты приложения силы P при заданных отрезках a_x и a_y . Опуская простейшие выкладки, приведем окончательные выражения:

$$x_A = -\frac{i_y^2}{a_x}; \quad y_A = -\frac{i_x^2}{a_y}.$$

Наибольшее напряжения, как и при косом изгибе, имеют место в точке наиболее удаленной от нейтральной линии. При внецентренном растяжении (сжатии) в отличие от косоугольного изгиба нейтральная линия не проходит через центр тяжести сечения. Расстояние от начала координат xOy до прямой $ax + by + c = 0$, как известно из курса аналитической геометрии, определяется по формуле:

$$OC = \frac{c}{\sqrt{a^2 + b^2}}.$$

Следовательно, в данном случае (рис. 5.32):

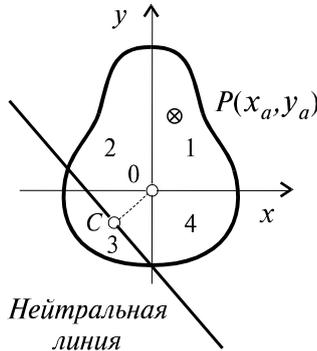


Рис. 5.32

$$OC = \frac{1}{F \sqrt{\left(\frac{y_A}{I_x}\right)^2 + \left(\frac{x_A}{I_y}\right)^2}}. \quad (5.37)$$

Тогда, как это следует из (5.37), по мере того, как точка приложения силы приближается к центру тяжести сечения, нейтральная линия удаляется от него.

При $x_A \rightarrow 0$, $y_A \rightarrow 0$, получаем $OC \rightarrow \infty$. Сила в данном случае становится центральной, а напряжения в этом случае распределены по сечению равномерно. В тех случаях, когда нейтральная линия пересекает

сечение, в нем возникают напряжения разного знака. В противном случае в сечении во всех точках возникают напряжения одного знака. Следовательно, в окрестности центра тяжести всегда существует некая область, называемая *ядром сечения*, такая, что если точка приложения силы P расположена в пределах указанной области, то в поперечном сечении возникают напряжения лишь одного знака. При этом если сила приложена по границе ядра сечения, то нейтральная линия касается контура сечения.

Данный факт имеет большое значение при проектировании колонн из хрупких материалов, (например, бетона, кирпича и т.д.), которые, как правило, имеют существенно меньшую прочность на растяжение, нежели на сжатие. Поэтому при проектировании таких конструкций необходимо предусмотреть, чтобы равнодействующая сжимающая сила была расположена в пределах ядра сечения.

5.12. Пример расчета (задача № 12)

На брус заданного поперечного сечения ($a = 1,05$ м, $b = 1$ м, $c = 0,15$ м, $d = 0,2$ м) в точке D верхнего торца действует продольная сила $P = 150$ кН (рис. 5.33). Требуется:

1. Найти положение нулевой линии;
2. Определить наибольшие (растягивающие и сжимающие) напряжения;
3. Построить ядро сечения.

Решение

1. *Найти положение нулевой линии.*

1.1. *Нахождение положения главных центральных осей.* Так как поперечное сечение бруса (рис. 5.33) имеет две оси

симметрии x_c и y_c , то они и будут главными центральными осями инерции. Площадь поперечного сечения бруса равна:

$$F = 2 \left(2cb - \frac{\pi d^2}{4} \right) + \left[3c(b - 4c) - \frac{\pi d^2}{4} \right] =$$

$$= 2 \left(2 \cdot 0,15 \cdot 1 - \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} \right) + \left(3 \cdot 0,15(1 - 4 \cdot 0,15) - \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} \right) = 0,686 \text{ м}^2.$$

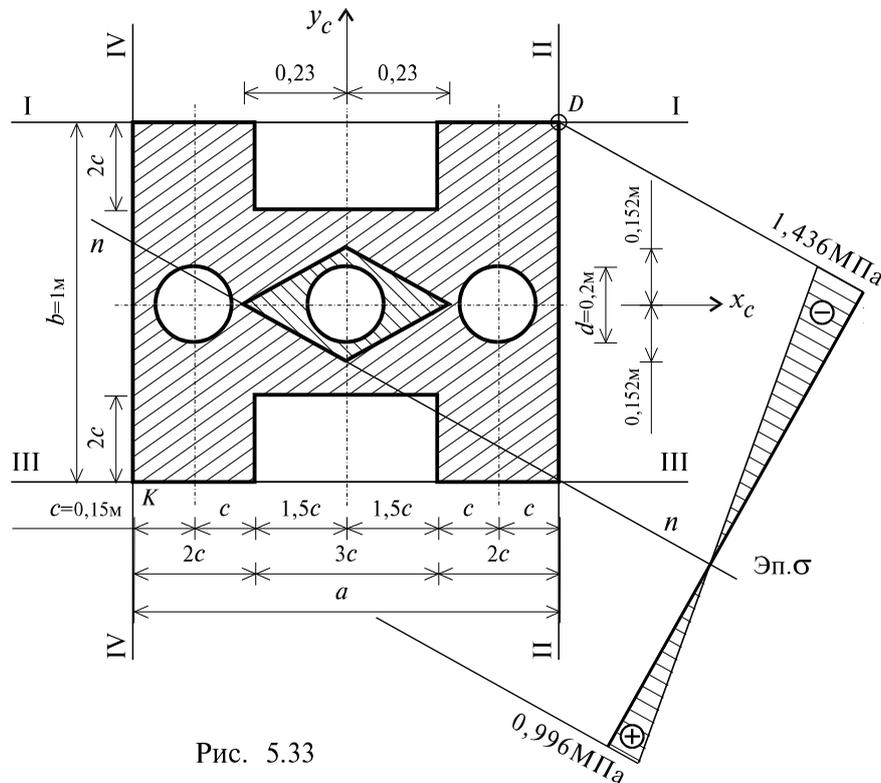


Рис. 5.33

1.2. *Определение главных центральных моментов инерции и главных радиусов инерции.* Моменты инерции определяем по формулам:

$$I_{x_c} = 2I_{x_c}^I + I_{x_c}^{II} = \left(2 \frac{2cb^4}{12} - \frac{\pi d^4}{64} \right) + \left[\frac{3c \cdot (b - 4c)^3}{12} - \frac{\pi d^4}{64} \right] =$$

$$= 2 \left(\frac{2 \cdot 0,15 \cdot 1^3}{12} - \frac{3,14 \cdot 0,2^4}{64} \right) + \frac{3 \cdot 0,15 \cdot (1 - 4 \cdot 0,15)^3}{12} - \frac{3,14 \cdot 0,2^4}{64} =$$

$$\begin{aligned}
&= 521,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}; \\
I_{y_C} &= 2I_{y_C}^I + I_{y_C}^{II} = 2 \left\{ \left[\frac{b(2c)^3}{12} - \frac{\pi d^4}{64} \right] + \left(b \cdot 2c - \frac{\pi d^2}{4} \right) (2,5c)^2 \right\} + \\
&+ \left[\frac{(b-4c)(3c)^3}{12} - \frac{\pi d^4}{64} \right] = 2 \left\{ \left[\frac{1 \cdot (2 \cdot 0,15)^3}{12} - \frac{3,14 \cdot 0,2^4}{64} \right] + \right. \\
&+ \left. \left(1 \cdot 2 \cdot 0,15 - \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} \right) \cdot (2,5 \cdot 0,15)^2 \right\} + \left[\frac{(1-4 \cdot 0,15)(3 \cdot 0,15)^3}{12} - \right. \\
&\left. - \frac{3,14 \cdot 0,2^4}{64} \right] = 828,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4.
\end{aligned}$$

Вычисляем квадраты главных радиусов инерции:

$$\begin{aligned}
i_{x_{\bar{N}}}^2 &= \frac{I_{x_{\bar{N}}}}{F} = \frac{521,6 \cdot 10^{-4}}{0,686} = 7,606 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2; \\
i_{y_{\bar{N}}}^2 &= \frac{I_{y_{\bar{N}}}}{F} = \frac{828,5 \cdot 10^{-4}}{0,686} = 12,08 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.
\end{aligned}$$

1.3. *Определение положения нулевой линии.* Отрезки, отсекаемые нулевой линией на главных центральных осях инерции, определяем по формулам:

$$\begin{aligned}
a_{x_{\bar{N}}} &= -\frac{i_{y_{\bar{N}}}^2}{x_P} = -\frac{12,08 \cdot 10^{-2}}{52,5 \cdot 10^{-2}} = -0,23 \text{ м}; \\
a_{y_{\bar{N}}} &= -\frac{i_{x_{\bar{N}}}^2}{y_P} = -\frac{12,08 \cdot 10^{-2}}{50 \cdot 10^{-2}} = -0,152 \text{ м},
\end{aligned}$$

где $x_P = 0,525$ м и $y_P = 0,5$ м – координаты точки приложения силы P (точка D на рис. 5.33). Отложив отрезки $a_{x_{\bar{N}}}$ и $a_{y_{\bar{N}}}$, соответственно, на осях x_C и y_C , и проведя через их концы прямую, получим нулевую линию сечения, т.е. геометрическое место точек, где нормальные напряжения равны нулю ($\sigma = 0$). На рис. 5.33 эта линия обозначена $n-n$.

2. *Определить наибольшие (растягивающие и сжимающие) напряжения.* Точка D , координаты которой $x_D = 0,525$ м и $y_D = 0,5$ м, наиболее удалена от нулевой линии в сжатой зоне сечения, поэтому наибольшие сжимающие напряжения возникают в ней и определяются по формуле:

$$\sigma_D = -\frac{P}{F} \left[1 + \frac{y_P y_D}{i_{x_C}^2} + \frac{x_P x_D}{i_{y_C}^2} \right] =$$

$$= -\frac{150}{0,686} \left[1 + \frac{(50 \cdot 10^{-2})^2}{7,606 \cdot 10^{-2}} + \frac{(52,5 \cdot 10^{-2})^2}{12,08 \cdot 10^{-2}} \right] = -1,436 \text{ кН/м}^2.$$

Наибольшие растягивающие напряжения возникают в точке K , имеющей координаты $x_K = -0,525$ м и $y_K = -0,5$ м:

$$\sigma_K = -\frac{P}{F} \left[1 + \frac{y_P y_K}{i_{x_C}^2} + \frac{x_P x_K}{i_{y_C}^2} \right] =$$

$$= -\frac{150}{0,686} \left[1 - \frac{(50 \cdot 10^{-2})^2}{7,06 \cdot 10^{-2}} - \frac{(52,5 \cdot 10^{-2})^2}{12,08 \cdot 10^{-2}} \right] = 0,996 \text{ кН/м}^2.$$

По полученным значениям σ_D и σ_K строим эпюру нормальных напряжений (рис. 5.33).

3. *Построить ядро сечения.* Для построения ядра симметричного сечения рассмотрим два положения касательной к контуру сечения I–I и II–II (рис. 5.33). Отрезки, отсекаемые касательной I–I на осях координат, равны:

$$a_{x_{\bar{N}}} = \infty; \quad a_{y_{\bar{N}}} = 0,5 \text{ м.}$$

Координаты граничной точки I ядра сечения определяются по формулам:

$$x_{P_1} = \frac{i_{y_{\bar{N}}}^2}{a_{x_{\bar{N}}}} = -\frac{12,08 \cdot 10^{-2}}{\infty} = 0; \quad y_{P_1} = \frac{i_{x_{\bar{N}}}^2}{a_{y_{\bar{N}}}} = -\frac{7,606 \cdot 10^{-2}}{0,5} = -0,152 \text{ м.}$$

Касательная II–II отсекает отрезки $a_{x_{\bar{N}}} = 0,525$ м, $a_{y_{\bar{N}}} = \infty$.

Соответственно, координаты граничной точки 2:

$$x_{P_2} = \frac{i_{y_{\bar{N}}}^2}{a_{x_{\bar{N}}}} = -\frac{12,08 \cdot 10^{-2}}{52,5 \cdot 10^{-2}} = -0,23 \text{ м}; \quad y_{P_2} = \frac{i_{x_{\bar{N}}}^2}{a_{y_{\bar{N}}}} = -\frac{7,606 \cdot 10^{-2}}{\infty} = 0.$$

Координаты граничных точек второй половины ядра сечения можно не определять, т.к. сечение бруса симметричное. Учитывая это, для касательных III–III, IV–IV координаты граничных точек 3 и 4 будут:

$$x_{P_3} = 0; \quad y_{P_3} = 0,152 \text{ м}; \quad x_{P_4} = 0,23 \text{ м}; \quad y_{P_4} = 0.$$

Соединив последовательно точки 1, 2, 3 и 4 прямыми, получим ядро рассматриваемого сечения (рис. 5.33).

5.13. Теории прочности

Как показывают экспериментальные исследования, прочность материалов существенно зависит от вида напряженного состояния. В общем случае нагруженного тела напряженное состояние в какой-либо точке вполне может быть определено величиной напряжений в трех координатных плоскостях, проходящих через эту точку. При произвольном выборе положения координатных плоскостей, в каждой из них, вообще говоря, имеются и нормальные, и касательные напряжения. Для них вводятся соответствующие обозначения в плоскости $xу$: σ_{zz} , τ_{zx} , τ_{zy} ; в плоскости xz : σ_{yy} , τ_{yx} , τ_{yz} ; в плоскости $уз$: σ_{xx} , τ_{xy} , τ_{xz} . Здесь первый индекс показывает ориентацию площадки, в которой действует напряжение, т.е. какой из координатных осей она перпендикулярна. Вторым индексом указывается направление напряжения по координатной оси.

В каждой точке тела существуют три взаимно перпендикулярные плоскости, свободные от касательных напряжений, носящие название *главных площадок*. Нормальные напряжения в этих площадках называются главными напряжениями и обозначаются σ_1 , σ_2 , σ_3 . При этом всегда $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$. Заметим, что более подробно вопросы теории напряженного состояния в точке обсуждены в десятом разделе настоящей книги, и по данному вопросу имеется обширная литература.

Напряженные состояния разделяются на три группы. Напряженное состояние называется: а) *объемным* или *трехосным*, если все главные напряжения σ_1 , σ_2 , σ_3 не равны нулю; б) *плоским* или *двухосным*, если одно из трех главных напряжений равно нулю; в) *одномерным* или *одноосным*, если два из трех главных напряжений равны нулю.

Основной задачей теории прочности является установление критерия прочности, позволяющего сравнить между собой опасность различных напряженных состояний материала.

Выбранный критерий прочности должен быть обоснован на основе экспериментальных данных путем проведения испытаний различных материалов в зависимости от вида напряженного состояния, как функция от соотношений между значениями главных напряжений.

Заметим, что, так как в настоящее время строгой единой теории прочности материалов, в зависимости от вида напряженного состояния, не существует, поэтому при выполнении практических расчетов применяются упрощенные критерии.

Как отмечалось в п. 2.8, наиболее распространенным и наглядным критерием проверки конструкций на прочность, при простейших случаях напряженного состояния (сжатие–растяжение, кручение, чистый изгиб), является выполнение условия:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma], \quad (5.38)$$

где σ_{\max} – максимальное расчетное значение напряжения, возникающее в наиболее опасной точке конструкции; $[\sigma]$ – допускаемое значение напряжения для материала конструкции.

В настоящее время при выполнении расчетов конструкций на прочность, при произвольных напряженных состояниях, широко используются три теории прочности.

Согласно *первой теории* критерием прочности является ограничение главного максимального напряжения:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 \leq [\sigma], \quad (5.39)$$

где $[\sigma]$ – предельное напряжение, полученное из опытов на одноосное растяжение.

Основным недостатком этой теории является не учет двух других главных напряжений.

В основу *второй теории прочности* заложена гипотеза о том, что критерием оценки работы конструкции является ограничение наибольшего удлинения. В формулировке данного положения через главные напряжения (σ_1 и σ_2) это условие для плоского напряженного состояния записывается следующим образом:

$$\sigma_1 - \mu \sigma_2 \leq [\sigma],$$

где $[\sigma]$ – напряжение, при котором было вызвано предельное удлинение образца в опытах на одноосное растяжение; μ – коэффициент бокового расширения.

При объемном напряженном состоянии вторая теория прочности записывается в виде:

$$\sigma_1 - \mu(\sigma_2 - \sigma_3) \leq [\sigma], \quad (5.40)$$

Экспериментальная проверка не всегда подтверждает правильность теории прочности наибольших линейных деформаций при простых нагружениях, т.е. при чистом растяжении или чистом сдвиге. Однако до настоящего времени эта теория имела широкое применение при выполнении инженерных расчетов..

В основу *третьей теории прочности* заложена гипотеза о том, что причиной разрушения материалов являются сдвиговые деформации, происходящие на площадках максимальных касательных напряжений, т.е.

$$\tau_{\max} < [\tau], \quad (5.41)$$

где τ_{\max} – расчетное максимальное касательное напряжение, возникающее в опасной точке нагруженного тела; $[\tau]$ – предельное значение касательного напряжения, полученное из опытов.

Для плоского напряженного состояния по третьей теории условие прочности записывается в виде:

$$\sigma_1 - \sigma_2 < [\sigma]. \quad (5.42)$$

В случае поперечного изгиба балки ($\sigma_2 = 0$), если выразить главные напряжения σ_1 и σ_3 через σ и τ , то условие прочности (5.42) преобразуется в виде:

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq R, \quad (5.43)$$

где R – расчетное сопротивление материала балки при изгибе.

5.14. Пример расчета (задача № 13)

Дан пространственный консольный брус с ломаным очертанием осевой линии, нагруженный сосредоточенной силой $P = 1$ кН и равномерно распределенной нагрузкой $q = 2$ кН/м. На рис. 5.34, а этот брус показан в аксонометрии в соответствии с прямоугольной системой координат x, y, z . Вертикальный элемент бруса имеет поперечное сечение в виде круга диаметром $d = 0,06$ м (рис. 5.34, в), горизонтальные элементы бруса имеют поперечные сечения в виде прямоугольника (рис. 5.34, б). Ширина сечения $b = d = 0,06$ м, а высота сечения $c = 0,5 d = 0,03$ м. Ориентация главных осей поперечных сечений на каждом участке показана на рис. 5.34, г.

Требуется:

1. Построить в аксонометрии эпюры $M_x, M_y, M_z, N_z, Q_x, Q_y$;
2. Указать вид сопротивления для каждого участка бруса;
3. Определить максимальные напряжения в опасном сечении каждого участка от внутренних усилий N_z, M_x, M_y и M_z (касательными напряжениями от Q_x и Q_y можно пренебречь);
4. Проверить прочность при расчетном сопротивлении $R = 180$ МПа.

Решение

1. *Построить в аксонометрии эпюры $M_x, M_y, M_z, N_z, Q_x, Q_y$.* Заметим, что так как заданная система пространственная, при произвольном характере нагружения, в опорном сечении, где установлена заделка, возникает шесть опорных реакций (три опорные силы и три момента). Для определения опорных реакций, в данном случае, можем применить шесть уравнений равновесия статики. Так как число независимых уравнений равновесия равно числу опорных реакций, то можно сделать вывод, что рассматриваемая система в виде ломаного бруса, с заделанным одним концом, является статически определимой. Поэтому рассматриваемая система разрешима по методу сечений. Далее, учитывая особенности конструкции, определение величин внутренних усилий можно осуществить без предварительного вычисления величин опорных реакций.

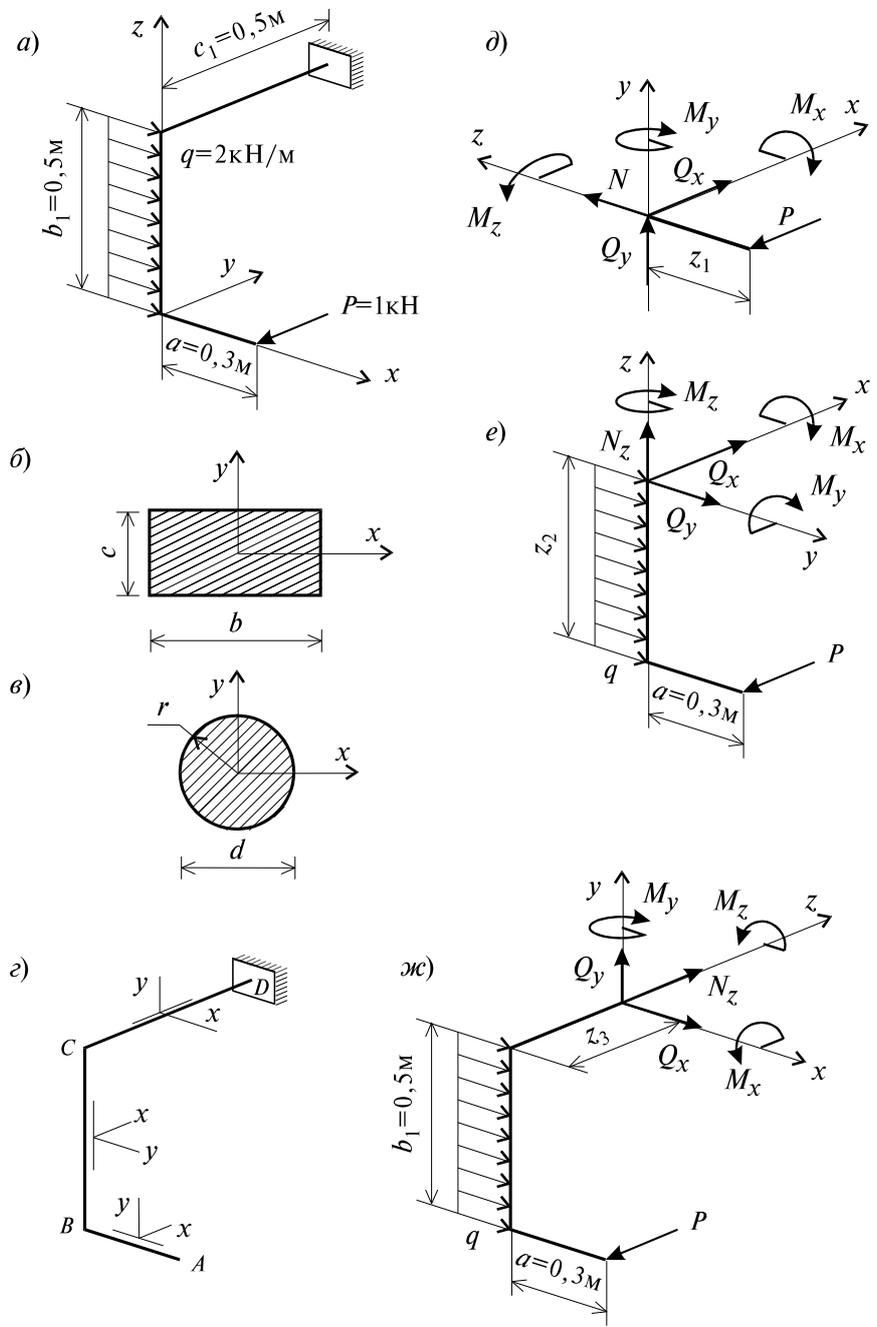


Рис. 5.34

Брус имеет три участка AB , BC и CD (рис. 5.34, г). При этом, после рассечения бруса на две части будем рассматривать равновесие оставшейся

части, не связанной с заделкой (чтобы избежать предварительного определения опорных реакций в заделке бруса). Внутренние силовые факторы можно рассматривать как реакции, действующие в сечении на оставшуюся часть со стороны отброшенной части, поэтому процесс определения шести величин $M_x, M_y, M_z, N_z, Q_x, Q_y$ может быть сведен к известному процессу определения опорных реакций.

Следует отметить, что при определении опорных реакций их направление можно указать произвольно, а затем из решения уравнения равновесия будет ясно, как в действительности действует реакция: если результат положительный, то реакция действует именно так, как мы предварительно указали, если отрицательный – то наоборот.

При построении эпюр будем руководствоваться следующими правилами:

- нормальная сила N_z считается положительной, если она вызывает растяжение бруса;
- крутящий момент M_z считается положительным, если при взгляде на сечение со стороны внешней нормали он виден вращающимся брус по ходу часовой стрелки;
- поперечная сила Q_x считается положительной, если при взгляде со стороны положительного направления оси y она стремится вращать оставшуюся часть бруса по ходу часовой стрелки относительно ближайшей точки на оси бруса (для поперечной силы Q_y – то же, по отношению к x);
- ординаты эпюр Q_x и Q_y следует откладывать перпендикулярно оси бруса в плоскости действия этих сил и указывать знак;
- ординаты эпюр M_x и M_y будем откладывать перпендикулярно оси бруса со стороны растянутого волокна.

Участок AB ($0 \leq z_1 \leq a$).

Оставшаяся часть изображена на рис. 5.34, δ . В центре сечения помещаем систему координат. Оси x и y совпадают с направлением главных осей инерции сечения, показанных на рис. 5.34, z . Координата z_1 увеличивается от точки A к точке B . Для определения N покажем ее в направлении от сечения, т.е. растягивающей, и составим уравнения равновесия: $\sum z = 0; N_z = 0$. Из $\sum M_x = 0$ следует $M_x = 0$ (рис. 5.35, a).

Для определения M_z покажем его так, чтобы при взгляде на сечение он был виден вращающимся брус по часовой стрелке, и составим уравнения равновесия (рис. 5.35, b):

$$\sum m_z = 0; M_z = 0.$$

Для определения Q_x и Q_y покажем их положительными в соответствии с выбранным правилом знаков и составим уравнения равновесия:

$$\sum x = 0, \quad Q_x - P = 0, \quad Q_x = P = 1 \text{ кН};$$

$$\Sigma y = 0, \quad Q_y = 0.$$

Эпюра Q_x представляет собой прямоугольник (рис. 5.35, в) с ординатой, равной 1, лежащей в плоскости действия этого силового фактора. Составляем уравнение равновесия:

$$\Sigma M_y = 0, \quad M_y + P \cdot z = 0, \quad M_y = -P \cdot z.$$

Ординаты эпюры M_y линейно зависят от z :

$$z = 0, \quad M_y = 0; \quad z = a, \quad M_y = -P \cdot a = -1 \cdot 0,3 = -0,3 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Знак минус указывает на то, что в действительности изгибающий момент M_y вызывает растягивающее напряжение в правой части поперечного сечения, поэтому ординаты эпюры M_y откладываются в правую сторону.

Участок BC ($0 \leq z_2 \leq b$).

Оставшаяся часть изображена на рис. 5.34, е. В центре сечения помещаем систему координат. Оси x и y совпадают с направлением главных осей инерции сечения, показанных на рис. 5.34, г. Координата z_2 увеличивается от точки B к точке C . Процесс определения внутренних силовых факторов на этом участке такой же, как и на предыдущем. Важно отметить, что на оставшейся части соответствующий внутренний силовой фактор удобно показывать непосредственно перед его определением – для того, чтобы не затемнить чертеж. При этом N_z , M_z , Q_x , Q_y показывают в положительном направлении в соответствии с принятым правилом знаков, а изгибающие моменты M_x и M_y – наугад из двух возможных направлений (рис. 5.34, е):

$$\Sigma z = 0, \quad N_z = 0; \quad \Sigma M_z = 0, \quad M_z + P \cdot a = 0, \quad M_z = -P \cdot a = -0,3 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Плоскость прямоугольной эпюры произвольна (рис. 5.35, б).

$$\Sigma x = 0, \quad Q_x - P = 0, \quad Q_x = P = 1 \text{ кН}.$$

Эпюра Q_x в виде прямоугольника показана на рис. 5.35, в.

$$\Sigma y = 0, \quad Q_y - qz = 0; \quad Q_y = qz;$$

$$z = 0, \quad Q_y = 0; \quad z = 0,6 \text{ м}, \quad Q_y = 2 \cdot 0,6 = 1,2 \text{ кН}.$$

Эпюра Q_y в виде треугольника показана на рис. 5.35, е.

$$\Sigma i_x = 0, \quad M_x + \frac{qz^2}{2} = 0, \quad M_x = -\frac{qz^2}{2} = -z^2.$$

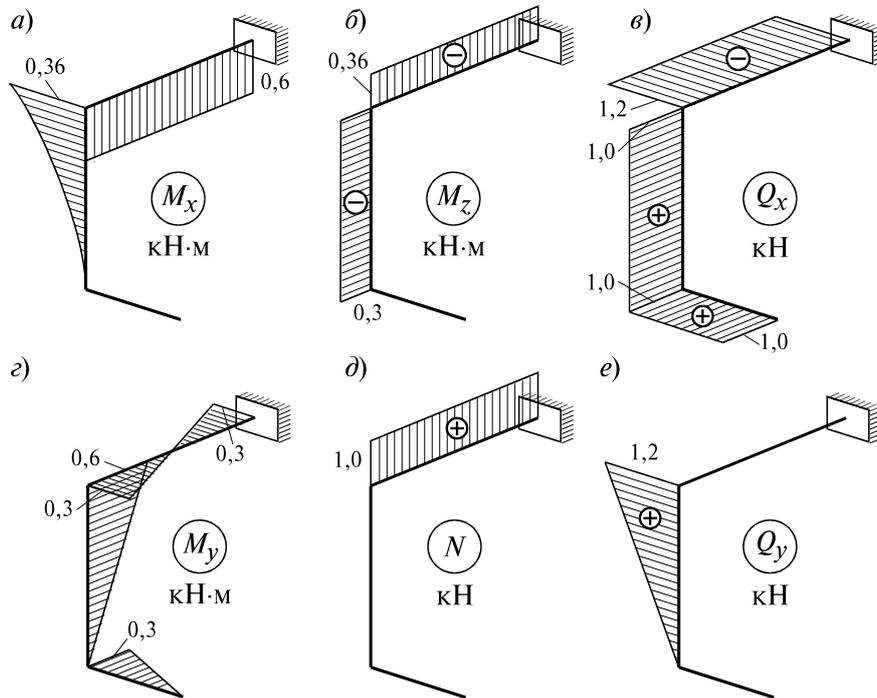


Рис. 5.35

Ординаты M_x изменяются по закону квадратной параболы.

$$z = 0, \quad M_x = 0; \quad z = 0,6 \text{ м}, \quad M_x = -0,36 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$\frac{dM_x}{dz} = 2z = 0; \quad z = 0 - \text{точка экстремума в эпюре } M_x \text{ в сечении } z = 0.$$

Знак минус указывает, что растягивающие напряжения возникают не в ближней части сечения, а в дальней. При этом наблюдатель ориентирован относительно глобальной системы координат xu , показанной на рис. 5.34, a следующим образом: ось x направлена к наблюдателю, поэтому ординаты M_x откладываем в дальнюю сторону (рис. 5.35, a).

$$\sum M_y = 0, \quad M_y + Pz = 0, \quad M_y = -Pz;$$

$$z = 0, \quad M_y = 0; \quad z = 0,6 \text{ м}, \quad M_y = -0,6 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Эпюра M_y – треугольная. Растягивающие напряжения возникают в правой части сечения – ординаты откладываем вправо.

Участок CD ($0 \leq z_3 \leq c_1$).

Оставшаяся часть изображена на рис. 5.34, ж. В центре сечения помещаем систему координат. Оси x и y совпадают с направлением главных осей инерции сечения, показанных на рис. 5.34, з. Координаты z_3 увеличиваются от точки C к точке D . Повторяя все рассуждения, проведенные на предыдущих участках, будем иметь следующее (рис. 5.34, д):

$$\Sigma z = 0, \quad N - P = 0, \quad N = P = 1 \text{ кН};$$

$$\Sigma M_z = 0, \quad M_z + \frac{qb_1^2}{2} = 0, \quad M_z = -\frac{qb_1^2}{2} = -0,36 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Эпюра M_z – в виде прямоугольника. Плоскость изображения произвольная:

$$\Sigma x = 0, \quad Q_x + qb_1 = 0, \quad Q_x = -qb_1 = -2 \cdot 0,6 = -1,2 \text{ кН}.$$

Эпюра Q_x – в виде прямоугольника в плоскости действия Q_x .

$$\Sigma y = 0, \quad Q_y = 0; \quad \Sigma M_x = 0, \quad M_x + Pb_1 = 0, \quad M_x = -Pb_1 = -0,6 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Эпюра M_x – в виде прямоугольника. Растягивающие напряжения при изгибе возникают в нижней части поперечного сечения – ординаты эпюры откладываем вниз.

$$\Sigma M_y = 0, \quad M_y + Pa - qb_1 z_3 = 0, \quad M_y = qb_1 z_3 - Pa = 1,2 z_3 - 0,3.$$

Величина M_y определяется как линейная функция от z_3 . При $z_3 = 0$; $M_y = -0,3 \text{ кН}\cdot\text{м}$. В этом сечении растягивающие напряжения возникают не в дальней части сечений, а в ближней – ординату откладываем к наблюдателю.

$$\text{При } z_3 = 0,5 \text{ м} \quad M_y = 1,2 \cdot 0,5 - 0,3 = 0,6 - 0,3 = 0,3 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

В этом сечении M_y откладываем от наблюдателя (рис. 5.35, е).

2. Установить вид сопротивления для каждого участка бруса. По эпюрам устанавливаем вид сопротивления на каждом участке бруса. На участке AB возникают изгибающий момент M_y и поперечная сила Q_x , что свидетельствует о наличии поперечного изгиба. На участке BC возникают изгибающие моменты M_x , M_y , поперечные силы Q_x , Q_y и крутящий момент M_x , что свидетельствует о наличии косоугольного изгиба и кручения. На участке CD действуют изгибающие моменты M_x и M_y , поперечная сила Q_x , растягивающая сила N и крутящий момент M_z , что свидетельствует о наличии косоугольного изгиба с растяжением и кручением.

3. Определить максимальные напряжения в опасном сечении каждого участка от внутренних усилий N , M_x , M_y и M_z (касательными напряжениями от Q_x и Q_y можно пренебречь). Участок AB . Наибольшая величина изгибающего

момента M_y , судя по эпюре (рис. 5.35, σ) возникает в сечении, бесконечно близком к точке B . Максимальные нормальные напряжения при изгибе определяются по формуле:

$$\sigma = \frac{M_y}{W_y} = \frac{0,3}{1,8 \cdot 10^{-5}} = 16,7 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^2,$$

где момент сопротивления $W_y = \frac{c \cdot b^2}{6} = \frac{0,03 \cdot 10^2}{6} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$.

Участок BC . По эпюрам M_x и M_y устанавливаем, что опасным является сечение, бесконечно близкое к точке C . Для круглого сечения суммарный изгибающий момент:

$$M_{\dot{\epsilon}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{0,36^2 + 0,6^2} = 0,6997 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

а наибольшие нормальные напряжения равны:

$$\sigma = \frac{M_{\dot{\epsilon}}}{W_{\dot{\epsilon}}} = \frac{0,6997}{2,1 \cdot 10^{-5}} = 33,32 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^2 = 33,32 \text{ МПа},$$

где момент сопротивления круглого сечения при изгибе:

$$W_{\dot{\epsilon}} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,06^3}{32} = 2,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

При кручении круглого сечения возникают касательные напряжения, максимальные значения которых определяются по формуле:

$$\tau_{\max} = \frac{M_z}{W_p},$$

где W_p – момент сопротивления при кручении. Известно, что

$$W_p = 2 W_{II} = 2 \cdot 2,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 = 4,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3,$$

тогда

$$\tau_{\max} = \frac{0,3}{4,2 \cdot 10^{-5}} = 7,143 \cdot 10^3 \text{ кПа} = 7,143 \text{ МПа}.$$

Участок CD . По эпюрам M_x и M_y видим, что равными по опасности будут сечения, бесконечно близкие к точкам C и D . При действии растягивающей силы N во всех точках поперечного сечения возникают одинаковые нормальные напряжения:

$$\sigma = \frac{N}{F} = \frac{1}{0,0018} = 555 \text{ кН/м}^2 = 0,555 \text{ МПа},$$

где $F = b \cdot c = 0,06 \cdot 0,03 = 0,0018 \text{ м}^2$ – площадь поперечного сечения;

$$\sigma = \frac{M_x}{W_x} = \frac{0,6}{9 \cdot 10^{-6}} = 66666 \text{ кН/м}^2 = 66,67 \text{ МПа},$$

где

$$W_x = \frac{b \cdot c^2}{6} = \frac{0,06 \cdot 0,03^2}{6} = 9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

При действии изгибающего момента M_y наибольшие нормальные напряжения будут равны:

$$\sigma = \frac{M_y}{W_y} = \frac{0,3}{1,8 \cdot 10^{-5}} = 16667 \text{ кН/м}^2 = 16,67 \text{ МПа}.$$

При кручении бруса прямоугольного сечения возникают касательные напряжения, максимальные значения которых определяются по формуле:

$$\tau_{\max} = \frac{M_z}{W_k} = \frac{0,36}{13,3 \cdot 10^{-6}} = 27067 \text{ кН/м}^2 = 27,07 \text{ МПа},$$

где $W_k = \beta \cdot c^3 = 0,493 \cdot 0,03^3 = 13,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ – геометрическая величина, играющая роль момента сопротивления при кручении стержней прямоугольного сечения. Здесь β – коэффициент, зависящий от отношения большей стороны прямоугольника к меньшей (в данном случае при $b/c = 2$, $\beta = 0,493$).

4. Проверка прочности при расчетным сопротивлении $R = 180 \text{ МПа}$. Расчетное напряжение по третьей теории прочности для плоского напряженного состояния определяется по формуле:

$$\sigma_{PAC} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

Участок AB . Линейное напряженное состояние является частным случаем плоского ($\tau = 0$), поэтому в нашем случае:

$$\sigma_{PAC} = \sqrt{\sigma^2} = \sigma = 16,7 < R, \quad \text{где } R = 180 \text{ МПа}.$$

Участок BC . Проверка прочности по третьей теории:

$$\sigma_{PAC} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{33,32^2 + 4 \cdot 7,14^2} = 36,25 \text{ МПа} < 180 \text{ МПа}.$$

Участок CD . Сначала найдем максимальное нормальное напряжение от внутренних силовых факторов N , M_x и M_y :

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} = 0,555 + 66,67 + 16,67 = 83,89 \text{ МПа}.$$

Касательные напряжения в угловой точке от кручения равны 0. Имеет место линейное напряженное состояние:

$$\sigma_{PAC} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sigma = 83,89 \text{ МПа} < 180 \text{ МПа}.$$

Далее рассмотрим напряженное состояние в окрестности точки, где действует максимальное касательное напряжение $\tau = 27,7$ МПа. Имеет место плоское напряженное состояние:

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_x}{W_x} = 0,555 + 66,67 = 67,22 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{PAC} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{67,22^2 + 4 \cdot 27,07^2} = 86,31 \text{ МПа} < 180 \text{ МПа}.$$

Следовательно, так как условие обеспечения прочности во всех опасных точках участков ломанного бруса выполняются, то прочность конструкции в целом следует считать обеспеченной.

6. РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМЫХ СИСТЕМ МЕТОДОМ СИЛ

6.1. Стержневые системы.

Степень статической неопределенности

Под *стержневой системой* понимается всякая конструкция, состоящая из элементов, имеющих форму бруса. Если элементы конструкции работают только на растяжение или сжатие система называется *фермой* (рис. 6.1). Ферма состоит из шарнирно опертых между собой прямых стержней, образующих треугольники и для нее характерно приложение внешних сил в узлах заданной системы.

Если элементы стержневой системы работают в основном на изгиб или кручение, то такая система называется *рамой* (рис. 6.2).

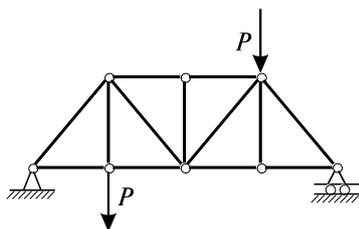


Рис. 6.1

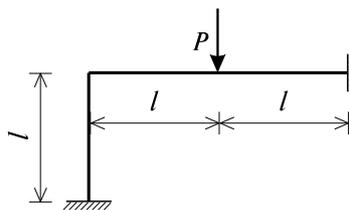


Рис. 6.2

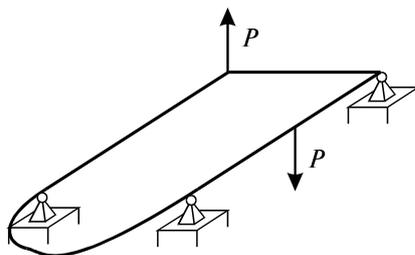


Рис. 6.3

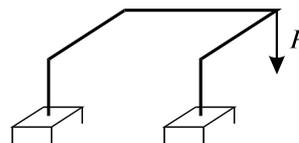


Рис. 6.4

Если все элементы стержневой системы расположены в одной плоскости, в которой также действуют все внешние силы, включая реакции опор, то система называется *плоской* (рис. 6.1, 6.2).

Если все элементы заданной системы расположены в одной плоскости, а внешние силы действуют в перпендикулярной плоскости, то система называется *плоскопространственной* (рис. 6.3). Стержневые системы, не относящиеся к двум указанным категориям, называются *пространственными* (рис. 6.4).

Все стержневые системы принято разделять на статически определимые и статически неопределимые. Под *статически определимой* понимается такая система, для которой усилия во всех ее элементах могут

быть определены по методу сечений с применением лишь уравнений равновесия. Если этого сделать нельзя, то такая система называется *статически неопределимой*.

Разность между числом неизвестных усилий (реакций опор и внутренних силовых факторов) и числом независимых уравнений равновесий, которые могут быть составлены для рассматриваемой системы, называется *степенью статической неопределимости* системы.

Связи, наложенные на систему, бывают внешними и внутренними. Под *внешними* понимают ограничения, накладываемые на абсолютные перемещения точек системы, как единое целое. *Внутренние* же связи ограничивают взаимные (относительные) перемещения элементов системы. Следовательно, статическая неопределимость системы может быть вызвана как внешними, так и внутренними связями.

Если рассматривать внешние связи, то можно отметить, что положение жесткого тела на плоскости x, y характеризуется тремя независимыми параметрами – координатами x, y и углом поворота рассматриваемой плоскости. Таким образом, необходимое для равновесия число наложенных внешних связей должно быть равно трем (по количеству уравнений равновесия – $\sum x = 0, \sum y = 0, \sum m = 0$). Если плоская система состоит из D частей, каждую из которых можно рассматривать как жесткое тело, то количество параметров, определяющих положение этой системы будет равно $3D$. Каждый шарнир, соединяющий две части системы, разрешает лишь их взаимный поворот, устраняя возможность их взаимных смещений – следовательно он уменьшает количество возможных перемещений системы на две единицы. Кроме этого, каждый опорный стержень устраняет возможность перемещения системы в соответствующем направлении. Таким образом, подсчитать степень статической неопределимости системы, определяемую внешними связями, можно по следующей формуле:

$$W = 3D - 2Ш - C,$$

где D – число частей (“дисков”) системы, каждая из которых может рассматриваться как абсолютно жесткое тело, $Ш$ – количество шарниров в системе, соединяющих “диски”, C – число опорных стержней. Для статически определимых систем $W = 0$. При $W < 0$ система является статически неопределимой.

Наиболее характерные типы внешних связей и их схематичные изображения рассмотрены в п. 5.1.

На рис. 6.5 показана плоская рама, имеющая в первом (*а*) случае три внешние связи, а во втором случае (*б*) – пять. Значит, в первом случае рама имеет необходимое для статической определимости количество внешних связей, а во втором же – две дополнительные внешние связи. Однако в обеих ситуациях рама статически неопределима, т.к. конфигурация ее такова, что не позволяет определить усилия во всех ее элементах, используя только уравнения равновесия. Следовательно, для окончательного ответа на

вопрос о статической определимости системы необходимо проведение совместного анализа наложенных на систему внешних и внутренних связей (более подробно этот вопрос рассматривается в курсе строительной механики).

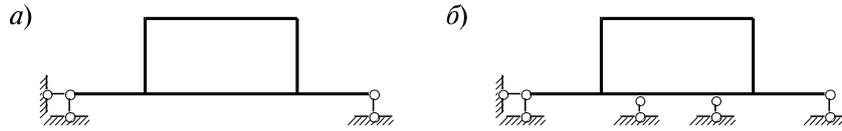


Рис. 6.5

Методы расчета статически неопределимых систем основаны на определении перемещений в ее точках. Выше мы рассматривали метод начальных параметров для вычисления перемещений в балках. При всех достоинствах этого метода он обладает одним существенным недостатком – при большом количестве участков вычислительные формулы становятся весьма громоздкими. Особенно это существенно в случае криволинейной оси стержневой системы.

В связи с этим, рассмотрим более универсальный метод определения перемещений – *метод Мора*, названный так по имени немецкого ученого, предложившего его.

6.2. Определение перемещений методом Мора

Суть метод Мора в следующем. Если необходимо определить перемещение в заданной точке по заданному направлению, то наряду с заданной системой внешних сил в этой точке прикладывается внешнее усилие $\Phi = 1$ в интересующем нас направлении.

Далее составляется выражение потенциальной энергии системы, состоящей из n участков с учетом одновременного действия заданной системы внешних сил и силы Φ :

$$\begin{aligned}
 U = & \sum_{i=1}^n \int_{l_i} \frac{(M_z + \bar{M}_z \hat{O})^2}{2G I_z} dz + \sum_{i=1}^n \int_{l_i} \frac{(M_x + \bar{M}_x \hat{O})^2}{2E I_x} dz + \\
 & + \sum_{i=1}^n \int_{l_i} \frac{(M_y + \bar{M}_y \hat{O})^2}{2E I_y} dz + \sum_{i=1}^n \int_{l_i} \frac{(N_z + \bar{N}_z \hat{O})^2}{2EF} dz + \\
 & + \sum_{i=1}^n \int_{l_i} \frac{K_x (Q_x + \bar{Q}_x \hat{O})^2}{2GF} dz + \sum_{i=1}^n \int_{l_i} \frac{K_y (Q_y + \bar{Q}_y \hat{O})^2}{2GF} dz,
 \end{aligned} \tag{6.1}$$

где K_x, K_y – безразмерные величины, зависящие от геометрической формы сечения и учитывают неравномерность распределения касательных

напряжений в сечении при поперечном изгибе. Так, например, для прямоугольника $K_x = K_y = 1,2$, а для двутавра при изгибе в плоскости его стенки $K = F/F_{CT}$, где F – площадь всего сечения двутавра, F_{CT} – площадь стенки; $N_z, Q_x, Q_y, M_z, M_x, M_y$ – внутренние силовые факторы, возникающие в поперечных сечениях заданной стержневой системы; $\bar{N}_z, \bar{Q}_x, \bar{Q}_y, \bar{M}_z, \bar{M}_x, \bar{M}_y$ – внутренние силовые факторы, возникающие в поперечных сечениях заданной системы, от действия усилия $\Phi = 1$.

Дифференцируя выражение (6.1) по Φ , и полагая после этого $\Phi = 0$, находим искомое перемещение в искомой точке в нужном направлении.

$$\begin{aligned} \frac{dU}{d\Phi} \Big|_{\Phi=0} = & \sum_{i=1}^n \int_{l_i} \frac{M_z \bar{M}_z}{G I_z} dz + \sum_{i=1}^n \int_{l_i} \frac{M_x \bar{M}_x}{E I_x} dz + \sum_{i=1}^n \int_{l_i} \frac{M_y \bar{M}_y}{E I_y} dz + \\ & + \sum_{i=1}^n \int_{l_i} \frac{N_z \bar{N}_z}{E F} dz + \sum_{i=1}^n \int_{l_i} \frac{K_x Q_x \bar{Q}_x}{G F} dz + \sum_{i=1}^n \int_{l_i} \frac{K_y Q_y \bar{Q}_y}{G F} dz. \end{aligned} \quad (6.2)$$

Полученные интегралы называются интегралами Мора и широко применяются при вычислении перемещений стержневых систем.

Для систем, элементы которых работают на растяжение или сжатие (например, шарнирно–стержневые системы – фермы), в формуле Мора (6.2) отличен от нуля будет только слагаемое, содержащее продольные силы. При расчете балок или рамных систем, работающих в основном на изгиб, влияние поперечной и продольной силы на перемещение несущественно и в большинстве случаев их влияние не учитывается. В случае пространственной работы стержня или стержневой системы, элементы которой работают, в основном, на изгиб и кручение, в формуле Мора обычно ограничиваются рассмотрением слагаемых, содержащих изгибающие и крутящие моменты.

Подробно рассмотрим случай, когда брус работает только на изгиб ($M_x \neq 0, N_z = M_z = M_y = Q_x = Q_y = 0$). В этой ситуации выражение (6.2) принимает вид:

$$\delta = \sum_{i=1}^n \int_{l_i} \frac{M_x \bar{M}_x}{E I} dz. \quad (6.3)$$

Согласно (6.3) для определения перемещения произвольной точки в произвольном направлении, последовательно необходимо выполнять следующее:

1. Построить эпюру моментов M_x от заданной системы внешних сил;
2. Исключая внешние силы и в точке, где необходимо определить перемещение по заданному направлению, прикладывается единичное усилие (сила – если требуется определить линейное перемещение; момент – если требуется определить угловое перемещение), и от действия единичного усилия строится эпюра моментов \bar{M}_x ;

3. По формуле Мора (6.3) вычисляется искомое перемещение.

Если принять $EI = \text{const}$, то перемещение в некоторой точке стержня определяется как интеграл от произведения двух функций моментов $-M_x$ и \overline{M}_x . В общем виде интеграл Мора можно выразить следующей формулой:

$$I = \frac{1}{EI} \int_0^l f_1(z) f_2(z) dz. \quad (6.4)$$

Часто встречаются случаи, когда на участке стержня длиной l необходимо вычислить интеграл Мора при условии, что по крайней мере одна из функций – линейная

(рис. 6.6). Пусть $f_2 = b + kz$, тогда из (6.4) получим :

$$I = b \int_0^l f_1(z) dz + \int_0^l z f_1(z) dz = b\Omega_1 + \int_0^l z d\Omega_1 = b\Omega_1 + k\Omega_1 z_c = \Omega_1 (b + k z_c) = \Omega_1 f_2(z_c), \quad (6.5)$$

где Ω_1 – площадь эпюры f_1 ; $f_2(z_c)$ – ордината линейной эпюры под центром тяжести криволинейной эпюры (рис. 6.6).

Приведенное решение носит имя русского ученого Верещагина, впервые его получившего. Таким образом, по способу Верещагина операция интегрирования выражения (6.4) в случае линейности хотя бы одной из подынтегральных функций существенно упрощается и сводится к перемножению площади криволинейной эпюры на ординату второй (линейной) функции под центром тяжести криволинейной.

Используя способ Верещагина, приведем результаты вычисления интегралов Мора для двух наиболее часто встречающихся случаев:

1. Обе функции f_1 и f_2 – линейные (рис. 6.7), тогда

$$I = \frac{l}{6} (2ab + 2cd + ad + bc); \quad (6.6)$$

2. Функция f_1 – квадратная парабола, f_2 – линейная функция (рис. 6.8). Такая ситуация встречается, когда на участке длиной l приложена равномерно распределенная нагрузка q , тогда

$$I = \frac{2}{3} f \cdot l \cdot \frac{a+c}{2}, \quad (6.7)$$

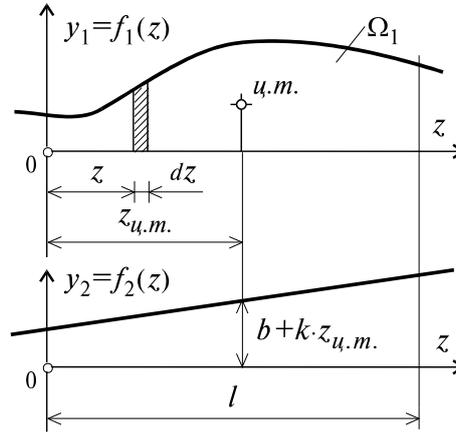


Рис. 6.6

где f – “стрелка” квадратной параболы (рис. 6.8), $f = \frac{ql^2}{8}$.

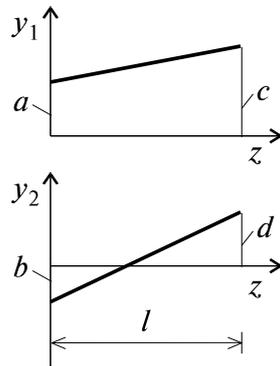


Рис. 6.7

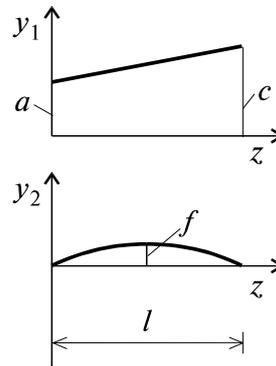


Рис. 6.8

В общем случае, если площадь Ω эпюры моментов имеет сложную геометрию и представляется возможным ее разбить на площади Ω_k ($k = 1, 2, 3, \dots$), имеющие элементарную геометрию, то интеграл Мора I от произведения эпюры Ω на эпюру моментов M , может быть представлен в виде:

$$I(\Omega, M) = I(\Omega_1, M) + I(\Omega_2, M) + I(\Omega_3, M) + \dots \quad (6.8)$$

Для расчета усилий в статически неопределимых стержневых системах существуют различные методы. Здесь рассмотрим *метод сил*.

6.3. Метод сил

Суть этого метода заключается в том, что заданная статически неопределимая система освобождается от дополнительных связей как внешних, так и внутренних, а их действие заменяется соответствующими силами и моментами. Их величины, в дальнейшем, подбираются так, чтобы перемещения системы соответствовали тем бы ограничениям, которые на нее накладываются отброшенными связями.

Система, освобожденная от дополнительных связей, становится статически определимой. Она носит название *основной системы*. Для каждой статически неопределимой заданной системы (рис. 6.9, а) можно подобрать, как правило, различные основные системы (рис. 6.9, б, в), однако их должно объединять следующее условие – основная система должна быть статически определимой и геометрически неизменяемой (т.е. не должна менять свою геометрию без деформаций элементов).

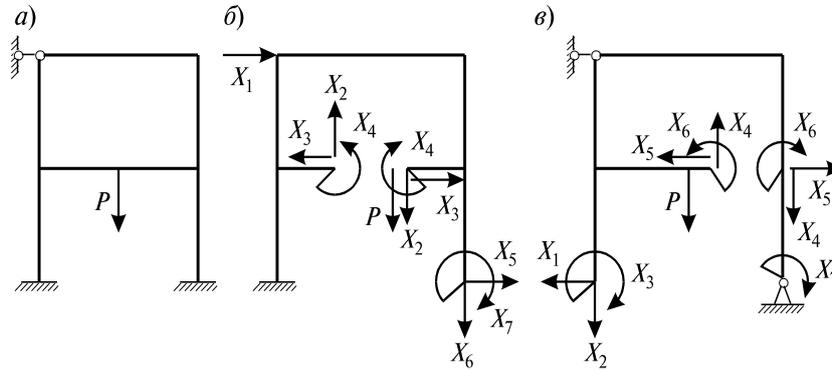


Рис. 6.9

Рассмотрим систему, которая дважды статически неопределима (рис. 6.10, а). Заменим в основной системе действие отброшенных связей неизвестными усилиями X_1 и X_2 (рис. 6.10, б). Принятая основная система будет работать также, как и заданная, если на нее наложить условие отсутствия вертикальных перемещений в точках A и B (т.е. в тех местах, где в заданной системе стоят опоры):

$$y_A(P, X_1, X_2) = 0; \quad y_B(P, X_1, X_2) = 0. \quad (6.9)$$

Уравнения (6.9) называются *уравнениями совместности деформаций* и при их выполнении фактически устанавливается условие эквивалентности между заданной и основной системой при действии внешней силы P и неизвестных усилий X_1 и X_2 . На основании принципа независимости действия сил (6.9) можно представить в следующем виде:

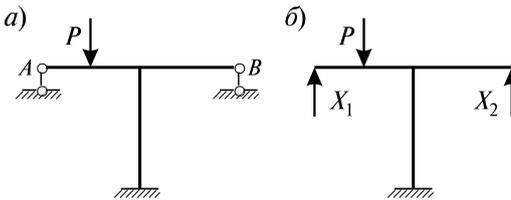


Рис. 6.10

$$\begin{aligned} y_A(P) + y_A(X_1) + y_A(X_2) &= 0, \\ y_B(P) + y_B(X_1) + y_B(X_2) &= 0, \end{aligned} \quad (6.10)$$

где $y_A(P)$, $y_B(P)$, $y_A(X_1)$, $y_B(X_1)$, $y_A(X_2)$, $y_B(X_2)$ – вертикальные перемещения точек A и B основной системы соответственно от действия сил P , X_1 , X_2 .

Вводя обозначения δ_{11} , δ_{12} , Δ_{1P} – вертикальные перемещения точки A основной системы, соответственно, от последовательного действия сил $X_1 = 1$, $X_2 = 1$, от внешней силы P ; δ_{21} , δ_{22} , Δ_{2P} – вертикальные перемещения точки B основной системы, соответственно, от последовательного действия сил $X_1 = 1$, $X_2 = 1$, от внешней силы P , и учитывая существование

линейности связи между силой и перемещением, систему уравнений (6.3) можно преобразовать в канонической форме:

$$\begin{aligned} \delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \Delta_{1P} &= 0, \\ \delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \Delta_{2P} &= 0. \end{aligned} \quad (6.11)$$

Последние уравнения носят названия *канонических уравнений метода сил*.

Для вычисления коэффициентов при неизвестных X_1 и X_2 используют формулу Мора:

$$\delta_{ij} = \int_0^l \frac{M_i M_j}{EI} dz, \quad (i, j = 1, 2). \quad (6.12)$$

Легко видеть, что $\delta_{ij} = \delta_{ji}$, это свойство называется законом *парности коэффициентов* при неизвестных. Свободные же коэффициенты определяются по формуле:

$$\Delta_{iP} = \int_0^l \frac{M_i M_P}{EI} dz. \quad (6.13)$$

После решения системы (6.11) определяются величины неизвестных усилий X_1 и X_2 . Если их значения получились отрицательными, это означает, что реально они действуют в направлении противоположном принятому. Окончательная эпюра моментов определяется по зависимости

$$M_{i\epsilon} = M_D + X_1 + M_2 \cdot X_2. \quad (6.14)$$

Эпюра поперечных сил $Q_{ок}$ может быть построена по эпюре моментов $M_{ок}$ с использованием зависимости $Q = \frac{dM}{dz}$ и величин приложенных к системе усилий.

6.4. Пример расчета (задача № 14)

Для балки (рис. 6.11) задано: $l_1 = 2l_2$, $P = ql_1$, $m = ql_1^2$.

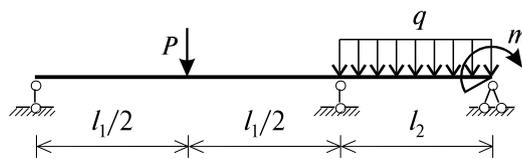


Рис. 6.11

Требуется:

1. Определить степень статической неопределимости системы и составить уравнение совместности деформаций;
2. Определить коэффициенты и решить каноническое уравнение метода сил;
3. Построить эпюры моментов M и поперечных сил Q .

каноническое уравнение метода сил;

3. Построить эпюры моментов M и поперечных сил Q .

Решение

1. *Определить степень статической неопределенности системы и составить уравнение совместности деформаций.* Используя зависимость W из пункта 6.1, подсчитаем степень статической неопределенности системы. $D = 1$, $\text{III} = 0$, $C = 4 \rightarrow W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 0 - 4 = -1$, следовательно система один раз статически неопределима. Основную систему получим путем отбрасывания опоры в точке A и замены ее действия неизвестным усилием X_1 (рис. 6.12). Каноническое уравнение метода сил в данном случае запишется в следующем виде:

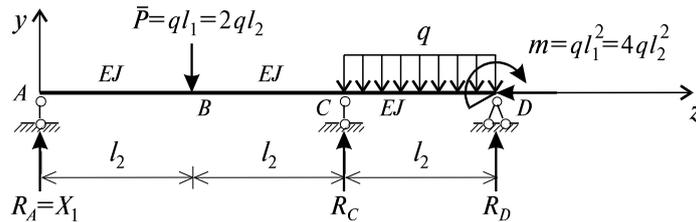


Рис. 6.12

$$\delta_{11} \cdot X_1 + \Delta_{1P} = 0.$$

2. *Определить коэффициенты и решить каноническое уравнение метода сил.* От силы X_1 строим эпюру M_1 (рис. 6.13). Для определения величины δ_{11} воспользуемся выражением (6.12). Фактически эпюру M_1 нужно умножить саму на себя и проинтегрировать это произведение:

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI} \int_0^l M_1 M_1 dz = \frac{1}{EI} \cdot \left(\frac{2l_2}{6} \left[2 \cdot (2l_2)^2 \right] + \frac{l_2}{6} \left[2 \cdot (2l_2)^2 \right] \right) = \frac{4l_2^3}{EI}.$$

Для определения свободного коэффициента в каноническом уравнении строим в основной системе эпюру моментов M_P от внешней нагрузки (рис. 6.14) и в соответствии с (6.7) получаем:

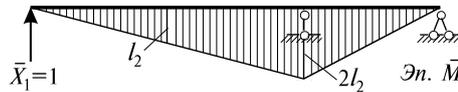


Рис. 6.13

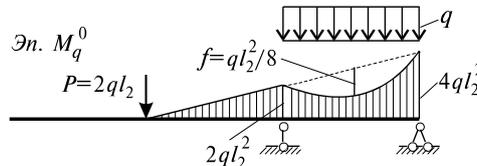


Рис. 6.14

$$\begin{aligned} \Delta_{1P} &= \frac{1}{EI} \int_0^l M_1 M_P dz = \\ &= -\frac{l_2}{6EI} \cdot \left(2 \cdot 2l_2 \cdot 2ql_2^2 + 2ql_2^2 \cdot l_2 \right) - \frac{l_2}{6EI} \cdot \left(2 \cdot 2ql_2^2 \cdot 2l_2 + 2l_2 \cdot 4ql_2^2 \right) + \end{aligned}$$

$$+ \frac{2}{3EI} \cdot \frac{ql_2^2}{8} \cdot l_2 \cdot \frac{2l_2}{2} = -\frac{51}{12EI} ql_2^4.$$

При вычислении Δ_{1P} было учтено, что эпюры M_1 и M_P имеют разный знак, т.к. вызывают растяжение разных волокон – об этом говорит отрицательный знак при Δ_{1P} . Кроме этого, криволинейный участок в эпюре M_P был представлен как разность трапеции и параболического сегмента.

Напишем уравнение совместности деформаций в виде

$$EI\delta_{11} \cdot X_1 + EI\Delta_{1P} = 0,$$

и, подставляя найденные величины перемещений, получим:

$$4l_2^3 \cdot X_1 = \frac{51}{12} ql_2^4, \text{ откуда } X_1 = \frac{17}{16} ql_2.$$

3. Построить эпюры изгибающих моментов и поперечных сил. Окончательную эпюру изгибающих моментов получим по формуле:

$$M_{i\dot{\epsilon}} = M_P + M_1 \cdot \frac{17}{16} ql_2.$$

Последняя формула означает, что окончательное значение момента в любом сечении определяется путем сложения значения момента в эпюре M_P

с величиной момента в эпюре M_1 , увеличенной на

коэффициент $\frac{17}{16} ql_2$

(рис. 6.15, а). Эпюру Q_{OK}

для заданной системы можно построить

следующим образом. Заменив в заданной

системе опорные реакции R_A на X_1 , получим

статически определимую эквивалентную систему, тождественную заданной.

Далее, определяя остальные опорные реакции R_C и

R_D и по методу сечений

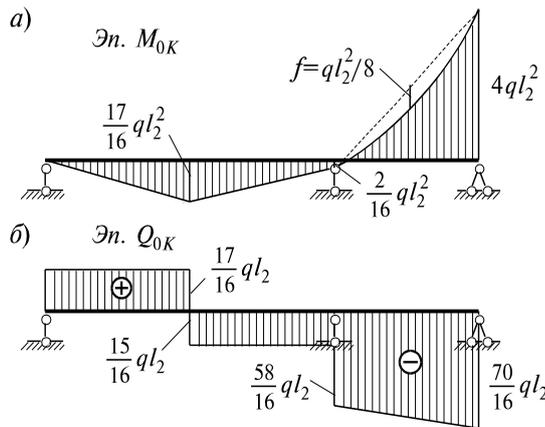


Рис. 6.15

составляя аналитические выражения изменения поперечных сил на каждом участке, по ним определив ординаты в характерных сечениях, строится эпюра Q_{OK} (рис. 6.15, б).

7. УСТОЙЧИВОСТЬ ПРЯМЫХ СТЕРЖНЕЙ

7.1. Понятие об устойчивости. Задача Эйлера

До сих пор мы рассматривали методы определения напряжений и перемещений, возникающих в стержнях и соответственно, занимались оценкой их прочности и жесткости. Однако оказывается, что соблюдение условий прочности и жесткости еще не гарантирует способности конструкций выполнять, предназначенные им функции в эксплуатационных режимах. Наряду с выполнением условий прочности и жесткости, необходимо обеспечить и *устойчивость конструкций*.

При неизменной схеме нагружения, под устойчивостью понимается свойство способности системы сохранять свое первоначальное равновесное состояние. Если рассматриваемая система таким свойством не обладает, то она называется *неустойчивой*, а ее равновесное состояние – *неустойчивым состоянием*.

При неизменной схеме нагружения, в процессе роста интенсивности нагрузок, явление перехода системы от одного равновесного состояния к другому равновесному состоянию, называется *потерей устойчивости системы*. Значения внешних сил, при которых происходит потеря устойчивости, называются *критическими*.

В некоторых случаях при потере устойчивости, система, переходя в новое устойчивое равновесное состояние, продолжает выполнять свои функции. Однако в подавляющем большинстве случаев, потеря устойчивости системы сопровождается возникновением больших перемещений, пластических деформаций или ее полным разрушением. Поэтому сохранение исходного (расчетного) равновесного состояния системы является важной задачей и одной из основных проблем сопротивления материалов.

Основная задача теории устойчивости заключается в определении критического значения внешних сил и ограничение их величин таким образом, чтобы исключить возможность потери устойчивости заданной системы в эксплуатационных режимах.

Пусть вертикальный стержень закреплен нижним концом, а на свободном верхнем конце центрально приложена продольная сила P (рис. 7.1). На начальном этапе нагружения равновесное состояние системы определяется как простое продольное сжатие, так как на данном этапе нагружения в поперечных сечениях стержня, за исключением продольной силы, остальные силовые факторы равны нулю. При дальнейшем росте внешней силы P , обнаруживается, что при некотором ее значении $P = P_{кр}$, стержень изогнется. Так как явление изгиба тесно связано с действием изгибающих моментов, возникающих в поперечных сечениях стержня, можем утверждать, что при $P = P_{кр}$ происходила смена формы равновесного состояния системы. Если на начальном этапе нагружения

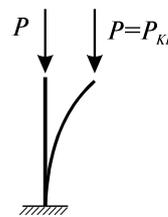


Рис. 7.1

$P < P_{кр}$, равновесное состояние вертикального стержня определялось как простое сжатие, то при $P > P_{кр}$ сжатие сопровождается изгибом. Это означает, что при $P = P_{кр}$ происходила потеря устойчивости системы.

Заметим, что в данном случае, смена формы равновесного состояния сопровождается и сменой формы деформирования: в докритическом – прямолинейная форма деформирования, в закритическом – криволинейная, а в критическом – смешанная форма.

Заметим также, что для гибких стержней потеря устойчивости может наступить при напряжениях, значительно меньших предела прочности материалов. Поэтому расчет стержней должен выполняться при условии, что сжимающие напряжения не превышают критического значения с точки зрения потери их устойчивости:

$$\sigma < \sigma_{\dot{\epsilon}D} = \frac{P_{\dot{\epsilon}D}}{F}, \quad (7.1)$$

где $P_{кр}$ – значение сжимающей силы, при котором стержень переходит из прямолинейного состояния равновесия к криволинейному; F – площадь сечения стержня.

Изучение устойчивости стержней начнем с простейшей задачи о стержне с двумя шарнирно опертыми концами при действии центрально сжимающей силы P (рис. 7.2).

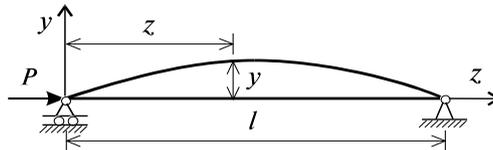


Рис. 7.2

Впервые эта задача была поставлена и решена Л.Эйлером в середине XVIII

века и носит его имя.

Рассмотрим условия, при которых происходит переход от центрально сжатого состояния к изогнутому, т.е. становится возможной криволинейная форма оси стержня при центрально приложенной сжимающей силе P . Предполагая, что изгиб стержня будет происходить в плоскости минимальной жесткости, записывая дифференциальное уравнение упругой линии балки и ограничиваясь рассмотрением только малых перемещений, имеем:

$$EI_x y''(z) = M_x(z), \quad (7.2)$$

где I_x – минимальный момент инерции сечения.

Для определения выражения изгибающего момента $M_x(z)$, действующего в поперечном сечении стержня, расположенном на расстоянии z от начала системы координат, применяя метод сечений к системе, изображенной на рис. 7.2 и рассматривая равновесие отсеченной части системы, расположенной левее от заданного сечения, получим:

$$M_x = -Py. \quad (7.3)$$

При положительном прогибе в выбранной системе координат знак “минус” означает, что момент является отрицательным

Введем следующее обозначение:

$$\frac{P}{EI_x} = k^2. \quad (7.4)$$

Тогда уравнение (7.2) преобразуется к виду:

$$y'' + k^2y = 0. \quad (7.5)$$

Решение (7.5) записывается в виде:

$$y = C_1 \sin kz + C_2 \cos kz. \quad (7.6)$$

Постоянные C_1 и C_2 определяются из граничных условий задачи:

$$y(0) = 0; \quad y(l) = 0.$$

Из первого условия вытекает, что $C_2 = 0$, а из второго получается, что либо $C_1 = 0$ (что нам неинтересно, т.к. в этом случае $y(z) \equiv 0$), либо

$$\sin kl = 0. \quad (7.7)$$

Из (7.7) следует, что $kl = \pi n$, где n – произвольное целое число. Учитывая (7.4), получаем:

$$P_n = \frac{\pi^2 n^2 EI_x}{l^2}. \quad (7.8)$$

Это означает, что для того, чтобы центрально сжатый стержень принял криволинейную форму, необходимо, чтобы сжимающая сила была равна какому-либо значению из множества P_n по (7.8). Наименьшее из этих значений называется критической силой $P_{кр}$ и будет иметь место при $n = 1$:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EI_x}{l^2}. \quad (7.9)$$

Эта сила носит название *первой критической эйлеровой силы*.

Следовательно, согласно (7.6) при $P = P_{кр}$ выражение прогибов можно записать в следующем виде:

$$y = C_1 \sin \frac{\pi n z}{l}. \quad (7.10)$$

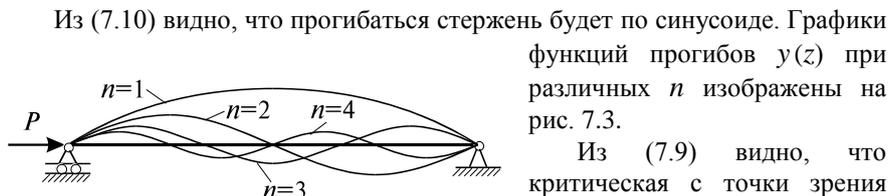


Рис. 7.3

Из (7.10) видно, что прогибаться стержень будет по синусоиде. Графики функций прогибов $y(z)$ при различных n изображены на рис. 7.3.

Из (7.9) видно, что критическая с точки зрения устойчивости сила зависит от жесткости стержня и его длины, но никак не зависит от

прочностных свойств материала стержня, т.е. два стержня одинаковой длины с идентичными граничными условиями их закрепления, изготовленных из различных материалов, но имеющих одинаковую изгибную жесткость, теряют устойчивость при одном и том же значении сжимающей силы. В этом заключается значительная разница между проверкой прочности стержня на сжатие и растяжение и проверкой на устойчивость.

При изменении условий закрепления концов стержня необходимо решение дифференциального уравнения его изгиба, но уже в виде:

$$EI_x y^{IV}(z) + P y''(z) = 0. \quad (7.11)$$

Анализ этих решений говорит о том, что все они могут быть представлены в следующем виде:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EI_x}{(\mu l)^2}. \quad (7.12)$$

где μ – коэффициент приведения длины. Он показывает, во сколько раз следует изменить длину шарнирно опертого стержня, чтобы критическая сила для него равнялась бы критической силе стержня длиной l в рассматриваемых условиях закрепления. На рис. 7.4 показано несколько видов закрепления стержня и указаны соответствующие значения коэффициента μ .

7.2. Границы применимости решения Эйлера. Формула Ясинского

Как показали опыты, решение Эйлера подтверждалось не во всех случаях. Причина состоит в том, что формула Эйлера была получена в предположении, что при любой нагрузке стержень работает в пределах упругих деформаций по закону Гука. Следовательно, его нельзя применять в

тех ситуациях, когда напряжения превосходят предел пропорциональности. В связи с этим найдем границы применимости решения Эйлера:

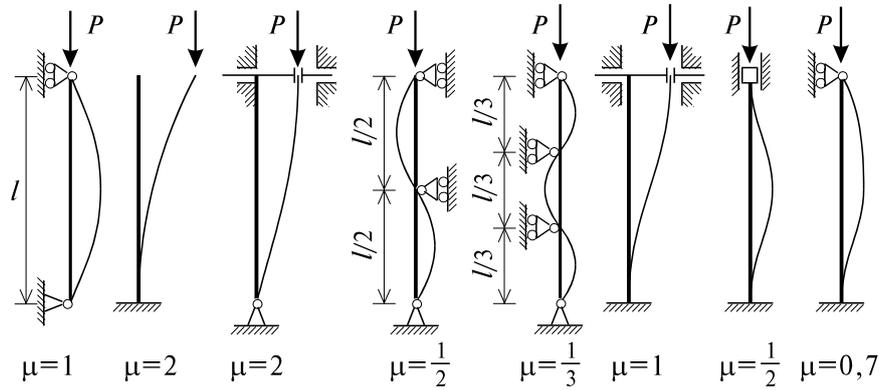


Рис. 7.4

$$\sigma_{KP} = \frac{P_{KP}}{F} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2 F} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{\mu l}{i}\right)^2}, \quad (7.13)$$

где $i = \sqrt{I/F}$ – радиус инерции сечения. Если стержень имеет одинаковые опорные закрепления в двух взаимно перпендикулярных плоскостях инерции, то при определении значения критической силы и критического напряжения, необходимо брать наименьшее значение момента инерции и, соответственно, радиуса инерции поперечного сечения.

Введем понятие *гибкости стержня*:

$$\lambda = \frac{\mu l}{i}.$$

Тогда (7.13) принимает вид:

$$\sigma_{KP} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}. \quad (7.14)$$

Из (7.14) следует, что напряжение σ_{KP} возрастает по мере уменьшения гибкости стержня. Заметим, что стержень, имеющий неодинаковые опорные закрепления в главных плоскостях и, следовательно, неодинаковые приведенные длины, теряет устойчивость в той главной плоскости, в которой гибкость стержня имеет наибольшее значение.

Формула Эйлера неприемлема, если напряжения $\sigma_{KP} > \sigma_{\text{л}}$, где $\sigma_{\text{л}}$ – предел пропорциональности. Приравняв (7.14) к пределу пропорциональности, получим предельное значение гибкости:

$$\lambda_{i \text{ ДАА}} = \sqrt{\frac{\pi^2 \dot{A}}{\sigma_i}}. \quad (7.15)$$

Если $\lambda > \lambda_{\text{ПРЕД}}$, то формулу Эйлера можно применять. В противном случае ею пользоваться нельзя. Для стали Ст.3 $\lambda_{\text{ПРЕД}} = 100$.

В ситуациях, когда напряжения превышают предел пропорциональности, получение теоретического решения осложняется, т.к. зависимость между напряжениями и деформациями становится нелинейной. В связи с этим, в этих случаях пользуются эмпирическими зависимостями. В частности, Ф.С. Ясинский предложил следующую формулу для критических по устойчивости напряжений:

$$\sigma_{\text{ЭД}} = a - b\lambda, \quad (7.16)$$

где a, b – постоянные, зависящие от материала, так для стали Ст.3 $a = 3,1 \cdot 10^5 \text{ кН/м}^2$, $b = 11,4 \cdot 10^2 \text{ кН/м}^2$.

При гибкостях стержня, находящихся в диапазоне $0 < \lambda < 40 \div 50$, стержень настолько “короток”, что его разрушение происходит по схеме сжатия, следовательно, критические напряжения можно приравнять в этом случае к пределу пропорциональности. Обобщая вышесказанное, зависимость критических напряжений $\sigma_{\text{КР}}$ от гибкости стержня λ можно представить, как это сделано на рис. 7.5.

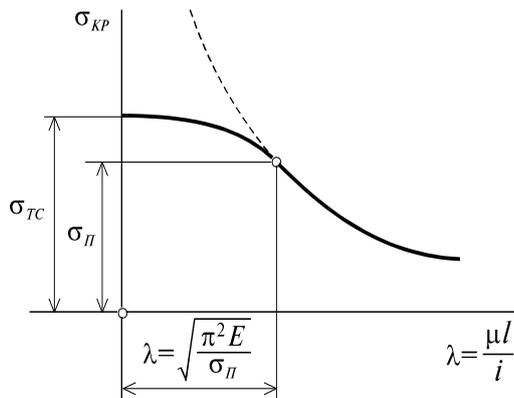


Рис. 7.5

7.3. Расчет сжатых стержней на устойчивость

Как правило, основная проблема при расчете сжатых стержней состоит в том, чтобы сжимающие напряжения σ не превышали бы критических значений по устойчивости $\sigma_{\text{КР}}$, т.е.

$$\sigma = \frac{D}{F} < \frac{P_{KP}}{F} = \sigma_{KP}. \quad (7.17)$$

При продольном изгибе центрально сжатый стержень теряет несущую способность, когда напряжения в его поперечных сечениях достигают критических значений. Поэтому необходимо ввести в расчет *коэффициент запаса устойчивости n* по отношению к критическим напряжениям, с помощью которого и определяется допускаемое напряжение при расчете на устойчивость:

$$\sigma < \frac{\sigma_{KP}}{n}.$$

При расчете же стержней на растяжение применяют условие $\sigma < R$, где R – расчетное сопротивление на растяжение.

Для унификации расчетов на растяжение и сжатие введем соотношение правых частей двух последних неравенств:

$$\varphi < \frac{\sigma_{KP}}{nR}, \quad (7.18)$$

откуда $\frac{\sigma_{KP}}{n} = \varphi R$. И тогда (7.17) можно записать так: $\sigma < \varphi R$.

Величина φ носит название *коэффициента уменьшения расчетного сопротивления* при расчете на сжатие и является функцией от гибкости стержня λ (табл. 5).

Таким образом, окончательно формула для расчета стержней на устойчивость принимает следующий вид:

$$\sigma = \frac{P}{\varphi F} < R. \quad (7.19)$$

Несмотря на простоту выражения (7.19) расчет сжатых стержней производится, как правило, в несколько этапов. Это связано с тем, что величина φ зависит от формы и размеров сечения, поэтому не может быть назначена заранее. В связи с этим, подбор сечения осуществляют итеративно, постепенно приближаясь к тому, чтобы разница между напряжением сжатия σ и расчетным сопротивлением на растяжение R не превышала бы 3–5%.

Таблица 5

λ	Ст 2–4	Ст 5	Чугун	Дерево	λ	Ст 2-4	Ст 5	Чугун	Дерево
0	1.00	1.00	1.00	1.00	110	0.52	0.43	–	0.25
10	0.99	0.98	0.97	0.99	120	0.45	0.36	–	0.22
20	0.96	0.95	0.91	0.97	130	0.40	0.33	–	0.18

30	0.94	0.92	0.81	0.93	140	0.36	0.29	–	0.16
40	0.92	0.89	0.69	0.87	150	0.32	0.26	–	0.14
50	0.89	0.86	0.57	0.80	160	0.29	0.24	–	0.12
60	0.86	0.82	0.44	0.71	170	0.26	0.21	–	0.11
70	0.81	0.76	0.34	0.60	180	0.23	0.19	–	0.10
80	0.75	0.70	0.26	0.48	190	0.21	0.17	–	0.09
90	0.69	0.62	0.20	0.38	200	0.19	0.16	–	0.08
100	0.60	0.51	0.16	0.31					

7.4. Пример расчета (задача № 15)

Заданную стойку двутаврового (№30) поперечного сечения центрально сжатую силой P (рис. 7.6, а), рассчитать на устойчивость, а также указать

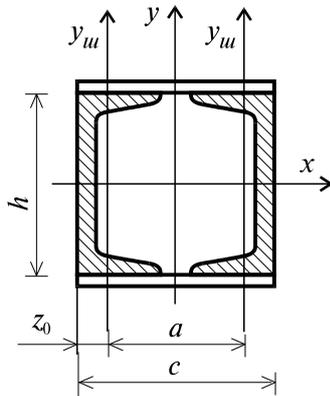
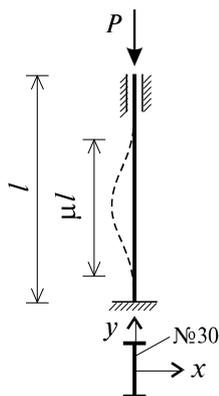


Рис. 7.6

положительные и отрицательные стороны конструкции этой стойки. В целях минимизации расходов материальных ресурсов можно заменить двутавровое сечение стойки более рациональным сечением из двух швеллеров, соединенных планками на сварке (рис. 7.6, б). Подобрать сечения из двух швеллеров и сравнить результаты по

площади с сечением из двутавра. Материал стоек – сталь Ст.3, расчетное сопротивление при растяжении $R = 1,9 \cdot 10^5$ кПа.

Решение

1. *Расчет на устойчивость стойки из двутавра.* Проверка устойчивости сжатых стержней производится по формуле (7.19). Из сортамента ГОСТ 8239–72 выписываем необходимые данные для двутавра №30: $F = 46,5 \cdot 10^{-4}$ м²; $i_x = 0,123$ м; $i_y = 0,0269$ м.

Тогда из формулы (7.19) имеем:

$$P = \varphi FR. \quad (7.20)$$

Для нахождения величины φ нужно знать максимальную гибкость стойки, которая определится из формулы

$$\lambda_{\max} = \frac{l_0}{i_{\min}},$$

где l_0 – приведенная (свободная) длина стойки, $l_0 = \mu l$. Здесь μ – коэффициент приведенной длины, зависящий от способа закрепления концов стойки (для нашего примера $\mu = 0,5$), l – длина стойки; i_{\min} – минимальный радиус инерции сечения стойки (в данном случае – радиус инерции относительно оси y). Таким образом,

$$\lambda_{\max} = \frac{0,5 \cdot 3}{0,0269} = 55,76.$$

По табл. 5 находим φ при $\lambda = 55,76$, интерполируя до третьего знака после запятой:

$$\text{при } \lambda = 50 \quad \varphi = 0,89;$$

$$\text{при } \lambda = 60 \quad \varphi = 0,86.$$

Поэтому при $\lambda = 55,76$

$$\varphi = 0,89 - \frac{0,89 - 0,86}{10} 5,76 = 0,873.$$

Подставляя значения F , φ и R в формулу (7.20), получим допустимое значение сжимающей силы с точки зрения устойчивости рассматриваемой стойки:

$$P = 0,873 \cdot 46,5 \cdot 10^4 \cdot 1,9 \cdot 10^5 = 771 \text{ кН.}$$

Преимуществом стойки из двутавра является простота конструкции и малая трудоемкость изготовления и монтажа, недостатком – неравная устойчивость в разных плоскостях.

2. Подбор сечения стойки из двух швеллеров. При рассмотрении этого вопроса составное сечение стойки следует рассматривать как цельное, и поэтому расчет приведенной гибкости можно не выполнять. Подбор составного сечения стойки будем производить путем последовательного приближения. Для этого задаемся произвольным значением φ , подбираем сечение и сопоставляем возникающие в нем напряжения с расчетным сопротивлением. Эта операция производится до тех пор, пока напряжение, возникающее в стойке, будет достаточно близким к расчетному сопротивлению (отклонение не должно превышать $\pm 5\%$).

Примем $\varphi = 0,6$. Из (7.20) определим требуемую площадь F сечения двух швеллеров:

$$F \geq 2F_{\varphi \hat{a}} = \frac{P}{\varphi R} = \frac{771}{0,6 \cdot 1,9 \cdot 10^5} = 67,63 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \quad F_{\varphi \hat{a}} = 3,38 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

По ГОСТ 8240–72 принимаем швеллер № 24а, для которого

$$F_{\varnothing \hat{a}} = 0,00329 \text{ м}^2, \quad i_x^{\varnothing \hat{a}} = 0,0984 \text{ м}, \quad i_y^{\varnothing \hat{a}} = 0,0267 \text{ м}.$$

Для обеспечения равноустойчивости стойки из двух швеллеров нужно, чтобы гибкость ее была примерно одинаковой в обеих плоскостях. Для принятого сечения из двух швеллеров определим максимальную гибкость:

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}} = \frac{\mu l}{i_x^{\varnothing \hat{a}}} = \frac{0,5 \cdot 3}{0,0984} = 15,24.$$

По табл. 5 находим значение φ для полученной гибкости:

$$\text{при } \lambda = 10 \quad \varphi = 0,99;$$

$$\text{при } \lambda = 20 \quad \varphi = 0,97.$$

Для $\lambda = 15,24$:

$$\varphi = 0,99 - \frac{0,99 - 0,97}{10} 15,24 = 0,979; \quad F = 2 F_{\text{шв}} = 0,00658 \text{ м}^2.$$

Определяем напряжение в стойке:

$$\sigma = \frac{D}{\varphi F} = \frac{771}{0,979 \cdot 65,8 \cdot 10^{-4}} = 119700 \text{ кПа} \leq R.$$

Недонапряжение составляет

$$\frac{(190 - 119,7)}{190} \cdot 100\% = 37\% > 5\%.$$

Необходимо уменьшить сечение стойки. Принимаем стойку из швеллеров № 20 ($F_{\text{шв}} = 0,00234 \text{ м}^2$; $i_x = 0,0807 \text{ м}$). Определим гибкость:

$$\lambda = \frac{0,5 \cdot 3}{0,0807} = 18,59.$$

По табл. 5 для $\lambda = 18,59$ находим: $\varphi = 0,973$, и учитывая, что $F = 2F_{\text{шв}} = 0,00468 \text{ м}^2$, получим:

$$\sigma = \frac{771}{0,973 \cdot 46,8 \cdot 10^{-4}} = 169300 \text{ кПа} \leq R.$$

Недонапряжение составляет

$$\frac{(190 - 169,3)}{190} \cdot 100\% = 10,9\% > 5\%.$$

Принимаем стойку из швеллеров № 18 ($F = 0,00207 \text{ м}^2$; $i_x = 0,0724 \text{ м}$), гибкость которой принимает значение:

$$\lambda = \frac{0,5 \cdot 3}{0,0724} = 20,72$$

По табл. 5 для $\lambda = 20,72$ находим: $\varphi = 0,973$; $F = 0,0414 \text{ м}^2$:

$$\sigma = \frac{771}{0,969 \cdot 41,4 \cdot 10^{-4}} = 192200 \text{ кПа.}$$

Перенапряжение составляет

$$\frac{(192,2 - 190)}{190} \cdot 100\% = 1,2\% < 5\%, \text{ что допустимо.}$$

Окончательно принимаем стойку из двух швеллеров №18. Из сортамента ГОСТ 8240–72 выписываем необходимые данные:

$$I_x = 1090 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4, I_y = 86 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4, z_0 = 0,0194 \text{ м}, h = 0,18 \text{ м}, b = 0,07 \text{ м.}$$

Момент инерции поперечного сечения стойки из двух швеллеров относительно оси x : $I_x = 2I_x^{\hat{a}}$. Момент инерции составного сечения относительно оси y можно изменять, сближая или удаляя швеллеры один относительно другого. Определим расстояние между швеллерами из условия, что $I_y = 1,2 \cdot I_x$. Из рис. 7.6, б имеем $c = a + 2 \cdot z_0$, где a – расстояние между собственными осями y каждого из швеллеров. Тогда:

$$2(I_y^{\hat{a}} + F_{\hat{a}} \cdot 0,25 \cdot a^2) = 1,2 \cdot 2 \cdot I_x^{\hat{a}},$$

отсюда

$$a = \sqrt{\frac{1,2 I_x^{\hat{a}} - I_y^{\hat{a}}}{0,25 \cdot F_{\hat{a}}}} = \sqrt{\frac{1,2 \cdot 1090 - 86}{0,25 \cdot 20,7} \cdot 10^{-4}} = 0,1537 \text{ м.}$$

Монтажное расстояние между швеллерами будет $c = a + 2 \cdot z_0 = 0,1537 + 2 \cdot 0,0194 = 0,1925 \text{ м}$, принимаем $c = 0,192 \text{ м}$. Сравнивая сечение из двух швеллеров с заданным двутавровым, видим, что площадь заданного сечения составляет $46,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, а полученного из двух швеллеров – $41,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$. Таким образом, расход металла на стойку из двух швеллеров (без учета металла на соединительные планки) будет меньше в $46,5 / 41,4 = 1,12$ раза, или на 12%, чем на стойку из одного двутавра.

Однако конструкция стойки из двух швеллеров трудоемка в изготовлении по сравнению со стойкой из двутавра. Экономическое преимущество подобранного сечения стойки, состоящего из двух швеллеров, по сравнению с двутавром, объясняется более рациональным распределением ее изгибных жесткостей в различных направлениях. Это приводит к выравниванию значений моментов инерции относительно

главных центральных осей инерции сечения и тем самым, к равноустойчивости стойки в указанных направлениях.

Это положение является важным обстоятельством для разработки оптимальных конструктивных решений с позиции устойчивости.

8. ДИНАМИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

8.1. Основные определения

В предыдущих разделах рассматривалось такое нагружение конструкций, когда прикладываемые усилия изменялись настолько медленно, что возможно было считать их *статическими*. В инженерной практике же часто встречаются случаи когда нагрузка достаточно быстро изменяет свое направление или величину. Такое нагружение называется *динамическим* и вызывает значительные силы инерции в сооружении, которые приводят к появлению дополнительных (к статическим) напряжений и деформаций.

Известны случаи, когда инженерные конструкции, рассчитанные с большим запасом прочности на статическую нагрузку, разрушались под действием сравнительно небольших динамических сил.

При изучении динамики упругих систем последние принято классифицировать, прежде всего, по числу их степеней свободы. Под *числом степеней свободы* понимается число независимых координат, определяющих положение материальных точек системы в произвольный момент времени.

Так для системы, изображенной на рис. 8.1, если пренебречь массой стержней, положение сосредоточенной массы m в плоскости чертежа полностью будет определяться двумя независимыми координатами – линейными перемещениями в вертикальном и горизонтальном направлениях. То есть рассматриваемая система будет иметь две степени свободы. Заметим что, так как во всех реальных системах масса конструкции распределена по их объему, поэтому любая произвольно взятая точка является материальной. Следовательно, для определения положения системы в произвольный момент времени, строго говоря, необходимо знать перемещения всех точек рассматриваемой системы. Откуда следует, что все реальные системы в точной постановке задачи, имеют бесконечное число степеней свободы, так как число материальных точек, принадлежащей любой реальной системе, равно бесконечности.

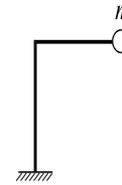


Рис. 8.1

При исследовании колебаний упругих систем различают собственные (свободные) и вынужденные колебания. Под *собственными* колебаниями понимается движение системы при отсутствии внешних воздействий. Если колебание системы сопровождается действием внешних сил, то движение называется *вынужденным*.

Промежуток времени за который совершается полный цикл колебаний, носит название *периода* собственных или вынужденных колебаний, смотря по тому, о каких колебаниях идет речь. Период колебаний обозначается через T . Величина обратная T , называется *частотой колебаний*:

$$\nu = \frac{1}{T},$$

и представляет собой число колебаний в течение одной секунды. В технике в большинстве случаев используется понятие круговой частоты ω , представляющей собой число колебаний за 2π секунд.

8.2. Колебания системы с одной степенью свободы

Рассмотрим систему, изображенную на рис. 8.2. Пренебрегая массой и продольными деформациями консольного бруса, рассмотрим колебания массы m , закрепленной на свободном конце бруса, при действии силы $P(t)$, изменяющейся по гармоничному закону по времени t :

$$P(t) = P_0 \sin \omega t, \quad (8.1)$$

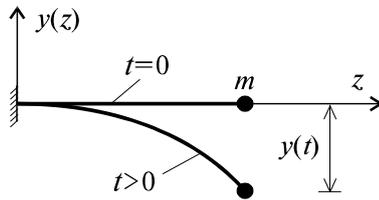


Рис. 8.2

где P_0 – амплитуда или максимальное значение силы $P(t)$, а ω – круговая частота ее изменения.

При составлении уравнения движения массы m введем в рассмотрение силу инерции $P_{ин} = -m y''(t)$, силу сопротивления $P_c = -\alpha y'(t)$, всегда направленную против движения системы

(где α – коэффициент затухания) и внешнюю силу $P(t)$. Перемещение $y(t)$ в любой момент времени можно определить из уравнения:

$$y(t) = \delta_{11} [P(t) - m y''(t) - \alpha y'(t)]. \quad (8.2)$$

где δ_{11} – перемещение массы m по вертикали под действием вертикальной единичной силы.

Отметим, что природа сил сопротивления может быть результатом сопротивления внешней среды или внутреннего трения, возникающего в частицах материала конструкции при деформации системы. Принимаем обозначения:

$$\varphi^2 = \frac{1}{\delta_{11} m}; \quad n = \frac{\alpha}{2m}, \quad (8.3)$$

где φ – частота собственных колебаний конструкции, n – коэффициент затухания. Тогда уравнения движения (8.2) принимает следующий вид:

$$y'' + 2n y' + \varphi^2 y = \frac{P_0}{m} \sin \omega t. \quad (8.4)$$

Решение (8.4) при начальных условиях $t = 0, y = y_0, y' = y'_0$, с учетом $n < \varphi$, принимает вид:

$$y = A e^{-nt} \sin(\omega_1 t + \psi_1) + P_0 \delta_{11} \beta \sin(\omega t - \psi_2). \quad (8.5)$$

Здесь приняты следующие обозначения:

$A = \sqrt{y_0 + \frac{y'_0}{\omega_1}}$ – амплитуда собственных колебаний системы; $\omega_1 = \sqrt{\varphi^2 - n^2}$ – собственная частота колебаний системы с учетом сил затухания; $\psi_1 = \arctg\left(\frac{\varphi \cdot y_0}{y'_0}\right), \psi_2 = \arctg\left(\frac{2n\omega}{\varphi^2 - \omega^2}\right)$ – сдвиг фазы по времени, возникающий при собственных и вынужденных колебаниях, соответственно;

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\varphi^2}\right)^2 + \frac{4n^2\omega^2}{\varphi^4}}} \quad (8.6)$$

– называется коэффициентом динамичности, он показывает во сколько раз амплитуда вынужденных колебаний больше статического перемещения, вызванного максимальным значением возмущающей статической силы.

График β в зависимости от отношения частот и параметра затухания n приведен на рис. 8.3. Откуда следует, что при $\omega \rightarrow \varphi$ $P_0 \cdot \delta_{11} \cdot \beta$, т.е. амплитуда вынужденных колебаний резко возрастает, а при $n \rightarrow 0$, $\omega \rightarrow \varphi$, получаем $P_0 \cdot \delta_{11} \cdot \beta \rightarrow \infty$. Это явление носит название *резонанса*. При $n = 0$ выражение для β упрощается и принимает вид:

$$\beta = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\varphi^2}}.$$

При больших t первое слагаемое из (8.5), описывающее свободные колебания системы, затухает и колебания системы описываются выражением:

$$y = P_0 \cdot \delta_{11} \cdot \beta \cdot \sin(\omega t - \psi_2). \quad (8.7)$$

Заметим, что решение (8.5) при нулевых начальных условиях ($Y_0 = Y'_0 = 0$), при любых значениях t описывается выражением (8.7).

При выполнении практических расчетов, при известном коэффициенте β , легко определяется величина максимальных динамических напряжений и перемещений в упругих элементах заданной системы:

$$\sigma^{дин} = \sigma^{ст} \cdot \beta; \quad y^{дин} = y^{ст} \cdot \beta;$$

$$y^{дин} = P_0 \cdot \delta_{11} \cdot \beta; \quad y^{ст} = P_0 \cdot \delta_{11},$$

где под $\sigma^{ст}$, $y^{ст}$ понимается то напряжение и перемещение соответственно, которые возникали бы в системе при статическом приложении максимального значения возмущающей силы величиной P_0 .

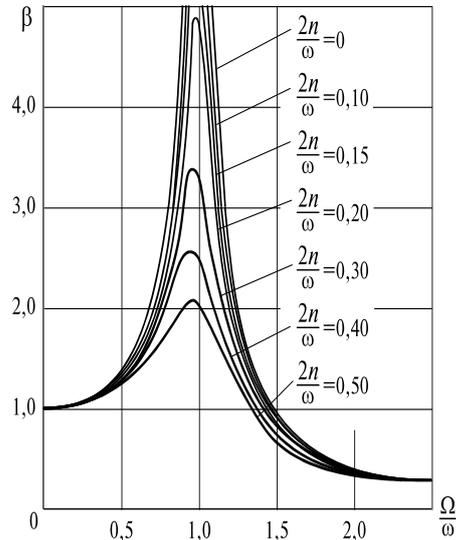


Рис. 8.3

В случае, если сопоставление частот ω и φ указывает на их опасную близость $\omega \approx \varphi$, т.е. опасность возникновения резонанса, путем конструктивных мероприятий добиваются изменения той или иной частоты. При этом, наиболее целесообразным является изменение частот в сторону увеличения отношения $\omega/\varphi > 1$ с тем условием, чтобы добиться наиболее заметного снижения коэффициента β .

8.3. Пример расчета (задача № 16)

Определить динамический прогиб и напряжения в опасных сечениях балок KD и AB , возникающих под действием работающего электромотора весом $G = 10$ кН (рис. 8.4, *a*). Вес неуравновешанных частей ротора $P = 1$ кН. Эксцентриситет вращающихся масс $e = 0,02$ м. Число оборотов ротора $n = 600$ об/мин. Массой балок в расчетах пренебречь. Поперечное сечение балок KD и AB состоит из двух двутавров №20 ($I_x = 1840 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$; $W_x = 184 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$). Модуль упругости стали $E = 2 \cdot 10^8$ кН/м².

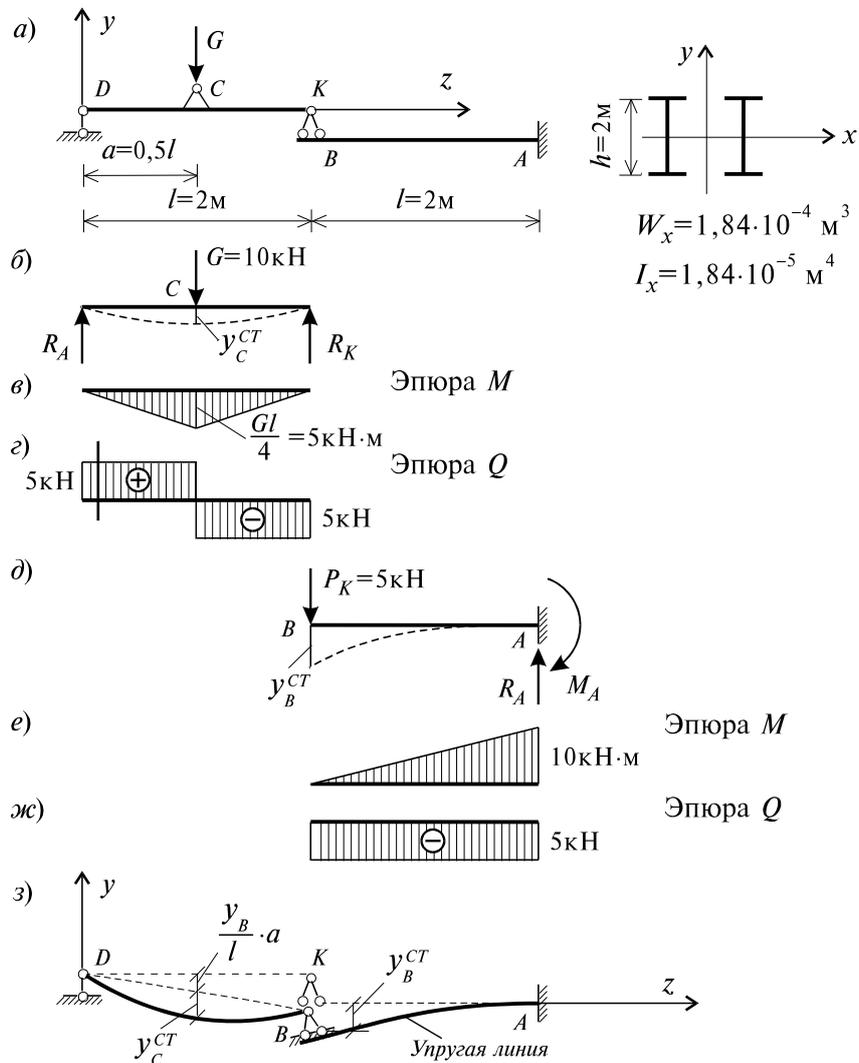


Рис. 8.4

Решение

1. *Определение статического прогиба в сечении C балки KD и статического напряжения в сечении у заделки A. Из уравнений равновесия статики $\sum m_D = 0$ и $\sum m_K = 0$ найдем опорные реакции в балке KD (рис. 8.4, б):*

$$R_D = R_C = \frac{G}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ кН.}$$

На балку AB в точке $B(K)$ опоры на консоль передается нагрузка $P = 5$ кН, равная по величине опорной реакции R_K , но обратная по направлению. Из уравнений $\sum m_A = 0$ и $\sum y = 0$ определяем реактивные усилия в заделке A балки AB : $M_A = 10$ кН·м; $R_A = 5$ кН. Определив опорные реакции в балках, строим эпюры поперечных сил Q и изгибающих моментов M для балок KD и AB (рис. 8.4, ν, z, e, λ). Зная величины изгибающих моментов, возникающих в опасных сечениях балок, определяем статические напряжения в сечениях C и A :

$$\sigma_A^{CT} = \pm \frac{M_A}{2W_x} = \pm \frac{10}{2 \cdot 184 \cdot 10^{-6}} = \pm 2,717 \cdot 10^4 \text{ кН/м}^2;$$

$$\sigma_C^{CT} = \pm \frac{M_C}{2W_x} = \pm \frac{5}{2 \cdot 184 \cdot 10^{-6}} = \pm 1,359 \cdot 10^4 \text{ кН/м}^2.$$

Для определения статического прогиба в точке C балки KD вначале предполагаем, что эта балка опирается на абсолютно жесткое основание. Используя метод начальных параметров, составляем уравнение прогибов, приняв начало координат в сечении D .

$$EI_x y_C^{CT} = EI_x y_0 + EI_x \varphi_0 z + \frac{M_0 z^2}{2!} + \frac{Q_0 z^3}{3!} - \frac{G(z-a)^3}{3!} \Bigg|_{z>a^3},$$

$$\text{где } y_0 = 0, M_0 = 0, \varphi_0 \neq 0, Q_0 = R_D = \frac{G(l-a)}{l}.$$

Для нахождения φ_0 составим уравнение прогиба для сечения K в котором прогиб равен нулю из условий закрепления:

$$\dot{A} I_x y_C^{CT} = \dot{A} I_x y_0 + \dot{A} I_x \varphi_0 l + \frac{Q_0 l^3}{6} - \frac{G(l-a)^3}{6} = 0.$$

Так как $y_0 = 0$, то, решая это уравнение, получим:

$$\varphi_0 = \frac{G(l-a)^3}{6EI_x l} - \frac{G(l-a)l}{6EI_x}.$$

Подставив найденное значение φ_0 в уравнение прогиба для сечения C , получим формулу для определения y_C^{CT} :

$$y_C^{CT} = - \frac{G a^2 (l-a)^2}{3 \cdot l \cdot EI_x} = \frac{10 \cdot 1^2 \cdot 1^2}{3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 2 \cdot 1980 \cdot 10^{-8}} = 0,00021 \text{ м}.$$

Для вычисления полного перемещения сечения C с учетом характера опирания балки KD на консольную балку необходимо найти прогиб консольной балки AB от действия на нее силы $P_K = -R_K = 5$ кН. Для этого, приняв начало координат в сечении B балки AB , составим уравнение метода

начальных параметров для определения прогиба на конце консоли. При начале координат в точке B консоли известными параметрами будут: $M_0 = M_B = 0$; $Q_0 = Q_B = -P_K = -5$ кН, а неизвестными $y_0 = y_B \neq 0$; $\varphi_0 = \varphi_B \neq 0$. Неизвестные начальные параметры y_0 и φ_0 определим из уравнений прогиба и угла поворота для сечения A . Из условия закрепления балки AB имеем при $z = l = 2$ м $y_A = \varphi_A = 0$.

Составим уравнения метода начальных параметров:

$$EI_x \varphi = EJ_x \varphi_0 - \frac{P_K z^2}{2}; \quad (a)$$

$$EI_x y = EJ_x y_0 + EJ_x \varphi_0 z - \frac{P_K z^3}{3!}. \quad (б)$$

Приравняв к нулю уравнение (а) при $z = l$ м, определяем φ_0 :

$$\varphi_A = \varphi_0 = \frac{P_K l^2}{2EI_x}.$$

Подставив найденное значение φ_0 в уравнение (б) и принимая $y = 0$ при $z = l$, получим выражение второго неизвестного начального параметра y_0 , определяющего прогиб сечения B консольной балки AB :

$$EI_x y_A = EI_x y_0 + \frac{P_K l^3}{2} - \frac{P_K l^3}{6} = 0;$$

$$EI_x y_0 = \frac{P_K l^3}{6} - \frac{P_K l^3}{2} = -\frac{P_K l^3}{3};$$

$$y_0 = y_B^{CT} = -\frac{P_K l^3}{3EI_x} = -\frac{5 \cdot 2^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 2 \cdot 1840 \cdot 10^{-8}} = 0,00181 \text{ м.}$$

Знак “минус” говорит о том, что конец консольной балки переместится вниз.

Определив прогиб y_B^{CT} и изобразив эпюру перемещений системы (рис. 8.4, з), вычислим величину полного перемещения сечения C по формуле:

$$y_C^{CT} = y_C^{NT} + \frac{y_B^{CT}}{l} a = -0,00021 - \frac{0,00181 \cdot 1}{2} = -0,001115 \text{ м.}$$

2. *Определение динамического коэффициента и коэффициента эквивалентности.* Максимальное значение системы внешних сил принимает значение $G + \beta \cdot P_0$. Далее определяем коэффициент эквивалентности:

8.4. Соударение твердого тела и системы с одной степенью свободы

Задача соударения различных механических систем часто встречается в инженерной деятельности в различных сферах, поэтому имеет большое практическое значение.

Взаимодействие тел, при котором за очень малый промежуток времени скачкообразно изменяются скорости взаимодействующих тел, называется *ударом*. В период взаимодействия соударяемых тел между ними развивается результирующая *контактная сила*. Хотя время действия контактной силы обычно очень мало и измеряется микро– или миллисекундами, она развивается очень быстро и принимает большие значения.

Задача соударения твердых деформируемых тел в механике, как правило, относится к классу *динамических контактных задач со смешанными граничными условиями*, содержащими в себе многие трудности математического порядка при их решении, которые не всегда могут быть преодолены простыми инженерными способами. Эти трудности в первую очередь связаны с определением с определением характера изменения функции напряжения в зоне контакта соударяемых тел по пространственным координатам и во времени. Большие сложности возникают и при учете волновых процессов, возникающих, как в зоне контакта, так и внутри соударяемых тел. Например, *дифракционных* волновых процессов по контуру в зоне контакта, и *интерференционных* явлений внутри соударяемых тел. Здесь существенное значение приобретает и учет фактора *рассеяния энергии*, трудно поддающийся анализу в данном случае.

Исходя из вышеизложенного, ниже при решении задач, применяется упрощенный инженерный подход, основанный на следующих упрощающих предпосылках.

При взаимодействии соударяемых тел они принимаются или идеально упругими, или абсолютно твердыми. Деформации в упругих соударяемых телах происходят мгновенно.

С применением энергетического подхода рассмотрим соударение падающего груза массой M с высоты h на систему с одной степенью свободы (рис. 8.5). Считаем, что масса балки m сосредоточена в месте соударения.

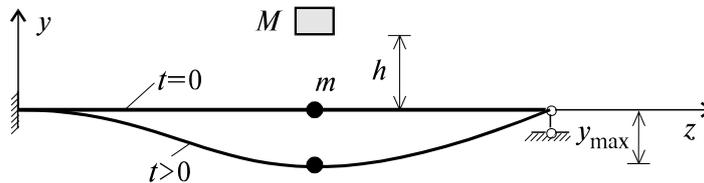


Рис. 8.5

Энергетический подход является наиболее предпочтительным в тех случаях, когда требуется определить только максимальные значения напряжений, динамических прогибов и не ставится задача определения законов движения заданной системы.

Составим энергетический баланс заданной системы в момент возникновения максимальных прогибов балки:

$$K_0 + \Pi = U + K, \quad (8.8)$$

где $\dot{E}_0 = \frac{1}{2} m v_0^2 = \frac{M}{2} 2gh = Mgh = Gh$ – кинетическая энергия падающего груза в момент соударения с балкой; $\Pi = (M + m) \cdot g \cdot y_{\max}$ – работа внешних сил на перемещение y_{\max} ; $U = \frac{1}{2} \cdot \frac{y_{\max}^2}{\delta_{11}}$ – потенциальная энергия деформации балки; K – кинетическая энергия системы при $y = y_{\max}$.

Так как в состоянии наибольшего отклонения балки, $y = y_{\max}$, $\dot{y} = 0$, то для указанного момента времени $K = 0$. С учетом вышеизложенного (8.8) принимает вид:

$$Mgh + (M + m)gy_{\max} = \frac{1}{2} \cdot \frac{y_{\max}^2}{\delta_{11}}, \quad (8.9)$$

или

$$y_{\max}^2 - 2 \left(1 + \frac{m}{M} \right) M g \delta_{11} y_{\max} - 2 \delta_{11} M g h = 0. \quad (8.10)$$

Величина δ_{11} – прогиб, который получила бы балка под действием единичной статической силы, приложенной в месте удара. Следовательно, $y^{CT} = Mg \delta_{11}$ представляет собой прогиб который получила бы балка под действием статически прикладываемой силы, равной весу падающего груза $G = Mg$. Тогда уравнение (8.10) можно представить в виде:

$$y_{\max}^2 - 2 \left(1 + \frac{m}{M} \right) \cdot y^{CT} \cdot y_{\max} - 2y^{CT} \cdot h = 0.$$

Из решения последнего уравнения получаем:

$$y_{\max} = y^{CT} \left(1 + \frac{m}{M}\right) \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\left(1 + \frac{m}{M}\right)^2 \cdot y^{CT}}}\right]. \quad (8.11)$$

Отсюда, учитывая, что коэффициент динамичности определяет во сколько раз максимальный прогиб при динамическом нагружении больше прогиба, возникающего при статическом характере приложения нагрузки, получим:

$$\beta = \frac{y_{\max}}{y^{CT}} = \left(1 + \frac{m}{M}\right) \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\left(1 + \frac{m}{M}\right)^2 y^{CT}}}\right]. \quad (8.12)$$

Величина коэффициента динамичности β , как показывает выражение (8.12), зависит главным образом от жесткости рассматриваемой системы в направлении удара и от кинетической энергии падающего груза в момент соударения.

Для упругих систем динамические напряжения и остальные внутренние силовые факторы определяются по той же схеме, как и прогибы. Например, для напряжений, имеем:

$$\sigma^{дин} = \beta \cdot \sigma^{CT}. \quad (8.13)$$

В тех случаях, когда масса балки m мала, по сравнению с массой груза M , из (8.12), принимая $m = 0$, получим:

$$\beta = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{y^{CT}}}. \quad (8.14)$$

В частности, если груз прикладывается на упругую систему мгновенно, тогда задавая $h = 0$ из (8.14), коэффициент динамичности принимает значение $\beta = 2$.

8.5. Пример расчета (задача № 17)

Груз $G = 1,2$ кН падает с высоты $h = 0,12$ м в точку C двутавровой балки KD , опирающейся на упругое сооружение, состоящее из двух балок AK и DM (рис. 8.6, а). Сечение балки KD – двутавр №18 ($I_x = 1290 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$; $W_x = 143 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$). Сечение балок AK и DM – двутавр №30 ($I_x = 7080 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$; $W_x = 472 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$). Длина балок $l = 1,2$ м. Модуль упругости $E = 2 \cdot 10^8$ кН/м².

Определить динамические напряжения в опасных сечениях балок. Сравнить полученные напряжения с теми, которые появятся в балках, если балка KD будет опираться на абсолютно жесткое основание.

Решение

Из уравнений равновесия балки $\sum m_K = 0$ и $\sum m_D = 0$ находим опорные реакции R_K, R_D :

$$R_K = \frac{P(l-a)}{l} = \frac{1,2 \cdot (1,2 - 0,4)}{1,2} = 0,8 \text{ кН}; \quad R_D = \frac{Pa}{l} = \frac{1,2 \cdot 0,4}{1,2} = 0,4 \text{ кН.}$$

Для проверки правильности найденных опорных реакций составляем уравнение равновесия $\sum y = 0$: $0,8 + 0,4 - 1,2 = 0$; $0 = 0$.

Затем строим эпюры изгибающих моментов и поперечных сил для рассматриваемой балки KD и двух консольных балок AK и DM (рис. 8.6, б, в, г, д, е).

1. *Определение полного статического прогиба сечения C балки KD .* С начала определим статический прогиб сечения C балки KD при опирании ее на абсолютно жесткое основание. Составим уравнение прогиба методом начальных параметров, приняв начало координат в сечении K :

$$EI_x y_N^{NT} = EI_x y_0 + EI_x \varphi_0 z + \frac{M_0 z^2}{2!} + \frac{Q_0 z^3}{3!}. \quad (8.15)$$

При этом, $y_0 = 0$; $M_0 = 0$; $\varphi_0 \neq 0$; $Q_0 = R_K$. Для нахождения φ_0 используем условие отсутствия прогиба в сечении D $y_D = 0$. При $z = 1$ м имеем:

$$EI_x \varphi_0 l + \frac{R_K \cdot l^3}{6} - \frac{P(l-a)^3}{6} = 0; \quad \varphi_0 = \frac{P(l-a)^3}{6EI_x l} - \frac{P(l-a)l^3}{6EI_x l^2}.$$

Теперь, подставив найденное значение φ_0 в уравнение (8.15), получим формулу для определения прогиба сечения C :

$$y_C^{CT} = -\frac{Pa^2(l-a)^2}{3 \cdot l \cdot EI_x} = -\frac{1,2 \cdot 0,4^2 \cdot (1,2 - 0,4)^2}{3 \cdot 1,2 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 1290 \cdot 10^{-8}} = -1,32 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Для определения полного прогиба сечения C с учетом упругого характера опирания балки KD (рис. 8.6, ж) необходимо предварительно найти прогибы концов консольных балок AK и DM . Для этого воспользуемся формулой, полученной в задаче № 16:

$$y_K^{CT} = -\frac{R_K l^3}{3EI_x} = -\frac{0,8 \cdot 1,2^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 7080 \cdot 10^{-8}} = -3,25 \cdot 10^{-5} \text{ м;}$$

$$y_D^{CT} = -\frac{R_D l^3}{3EI_x} = -\frac{0,4 \cdot 1,2^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 7080 \cdot 10^{-8}} = -1,63 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Эпюра перемещений для составной конструкции из балок изображена на рис. 8.6, ж. Величину полного перемещения сечения C балки с учетом перемещения его в результате смещения опор балки KD , опирающейся на консольные балки, определяем по формуле:

$$\begin{aligned} y_C^{CT.полн} &= y_D^{CT} + \frac{(y_K^{CT} - y_D^{CT})}{l} (l - a) + y_C^{CT} = \\ &= - \left(1,63 + \frac{(-3,25 + 1,63)}{1,2} \cdot 0,8 - 1,32 \right) \cdot 10^{-5} = -4,04 \cdot 10^{-5}. \end{aligned}$$

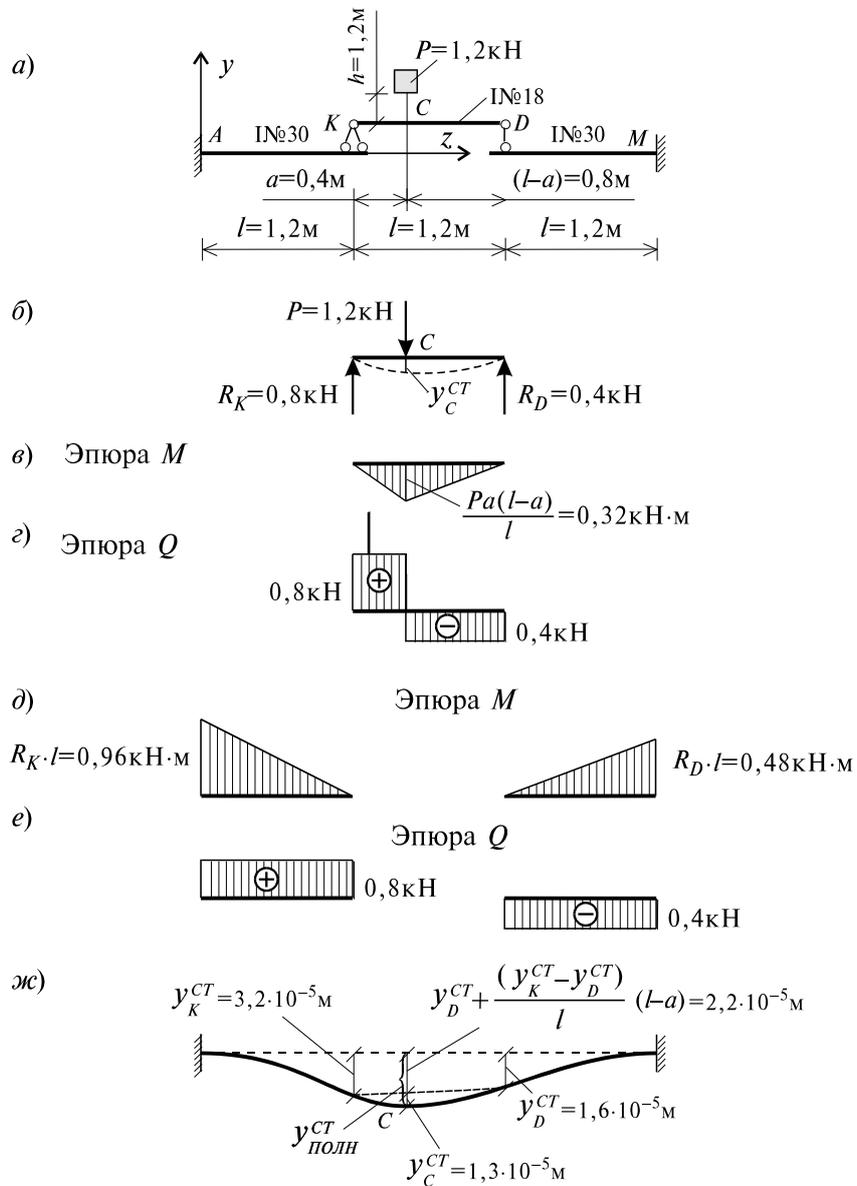


Рис. 8.6

2. *Определение динамических коэффициентов и напряжений.* Динамический коэффициент при падении груза G на балку KD , опирающуюся на консольные балки AK и DM , определяем по формуле:

$$\beta = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{Y_N^{NT.II EI}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 0,12}{4,04 \cdot 10^{-5}}} = 1 + \sqrt{1 + 5940,6} \approx 78,10,$$

а при опирании балки KD на абсолютно жесткое основание –

$$\beta' = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{Y_C^{CT}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 0,12}{1,32 \cdot 10^{-5}}} = 1 + \sqrt{1 + 18181,8} \approx 136,0.$$

Для вычисления динамических напряжений необходимо вначале определить статические напряжения, возникающие в сечении C :

$$\sigma_C^{CT} = \pm \frac{i_C}{W_X} = \pm \frac{0,32}{143 \cdot 10^{-6}} = \pm 2,2377 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^2,$$

а затем динамические напряжения:

$$\sigma_N^{\ddot{A} \dot{E} I} = \beta \sigma_C^{CT}, \quad \sigma_C^{\prime \ddot{A} \dot{E} I} = \beta \sigma_C^{\prime CT}.$$

Динамические напряжения, возникающие в сечении C балки KD , опирающейся на консольные балки,

$$\sigma_N^{\ddot{A} \dot{E} I} = \pm 2,2377 \cdot 10^3 \cdot 78,1 = \pm 174,76 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^2,$$

и динамические напряжения, возникающие в сечении C балки KD , опирающейся на абсолютно жесткое основание:

$$\sigma_C^{\prime \ddot{A} \dot{E} I} = \pm 2,2377 \cdot 10^3 \cdot 136 = \pm 304,36 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^2.$$

Таким образом, если опоры лежат на абсолютно жестком основании, то в сечении C возникают динамические напряжения в $\frac{304,36}{174,79} \approx 1,7$ раза большие по величине. Статические напряжения, возникающие в сечении A :

$$\sigma_A^{CT} = \pm \frac{i_A}{W_X} = \pm \frac{0,96}{472 \cdot 10^{-6}} = \pm 2,0338 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^2.$$

При динамическом коэффициенте $K_d = 78,1$, полученном в предположении упругого опирания балки KD в точках K и D , находим динамические напряжения в сечении A :

$$\sigma_A^{\ddot{A} \dot{E} I} = \pm 2,034 \cdot 10^3 \cdot 78,1 = \pm 158,85 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^2.$$

Статическое и динамическое напряжения в сечении M балки DM :

$$\sigma_M^{CT} = \pm \frac{i_M}{W_X} = \pm \frac{0,48}{472 \cdot 10^{-6}} = \pm 1,0169 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^2.$$

$$\sigma_M^{\dot{A}\dot{E}I} = \pm 1,017 \cdot 10^3 \cdot 78,1 = \pm 79,42 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^2.$$

Следовательно, вне зависимости от того, на какое основание опирается балка KD , опасное сечение находится в точке удара.