

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
АЭРОКОСМИЧЕСКОГО ПРИБОРОСТРОЕНИЯ

СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Методические указания
к выполнению домашнего задания



Составители: А. И. Скалон, И. Н. Лукьяненко, А. А. Тыртычный,
Е. Э. Аман

Рецензент – кандидат технических наук, доцент *П. Н. Неделин*

Приведены варианты индивидуальных заданий по расчету прочности и перемещений при деформации растяжения-сжатия, кручения, изгиба... Представлены методические указания по расчету реакций опор, построению эпюр внутренних сил, напряжений, перемещений.

Данные материалы предназначены для студентов дневной, очно-заочной (вечерней) и заочной форм обучения, изучающих курс «Сопротивление материалов», «Механика», «Прикладная механика», а так же могут быть использованы при курсовом и дипломном проектировании.

Подготовлены кафедрой высшей математики и механики и рекомендованы к изданию редакционно-издательским советом Санкт-Петербургского государственного университета аэрокосмического приборостроения.

Публикуется в авторской редакции
Компьютерная верстка *А. Н. Колешко*

Сдано в набор 11.12.18. Подписано к печати 28.12.18. Формат 60 × 84 1/16.
Усл. печ. л. 1,75. Тираж 50 экз. Заказ № 620.

Редакционно-издательский центр ГУАП
190000, Санкт-Петербург, Б. Морская ул., 67

© Санкт-Петербургский государственный
университет аэрокосмического
приборостроения, 2018

ПРЕДИСЛОВИЕ

При проектировании подвижных объектов, машин и агрегатов, систем управления и приборных компонентов инженеру приходится решать задачи обеспечения прочности и жесткости элементов конструкции в заданных, иногда экстремальных, условиях эксплуатации. Основания для правильного решения этой задачи дает инженеру наука о сопротивлении материалов.

Требования надежности и экономичности противоречат друг другу. Это противоречие является важнейшим элементом научной методике, обуславливающих развитие сопротивления материалов с учетом использования перспективных материалов и современных технологий изготовления деталей и сборки изделий.

В данных методических указаниях рассматриваются деформации растяжения-сжатия, кручения и изгиба [1–5]. Подробно рассматривается методика определения реакций опор, построения эпюр внутренних сил в различных сечениях детали, напряжений и перемещений.

В каждой задаче подробно рассматриваются особенности расчетной схемы, использование метода сечений для определения характера изменений напряжений и перемещений для различных видов деформаций.

Первая задача соответствует разделу растяжение-сжатие стержней силами, приложенными к его концам, и оценки его прочности и перемещений при различных параметрах его отдельных участков и мест приложения внешних сил.

Вторая задача соответствует разделу кручение и посвящена оценке прочности отдельных участков вала при наличии многих мест приложения потребителей нагрузки. Помимо построения эпюр крутящих моментов, напряжений и углов закручивания, проводится расчет диаметра вала из условий прочности.

Третья задача соответствует разделу изгиб и преследует цель определения реакций в опорах, построения эпюры изгибающих моментов и определение значения осевого момента сопротивления.

В каждой задаче даются расчетные схемы, исходные данные по варианту задания и приводится подробная методика расчета реакций опор построения эпюр внутренних сил, напряжений и перемещений.

ЗАДАЧА № 1. ДЕФОРМАЦИЯ РАСТЯЖЕНИЯ-СЖАТИЯ

Цель задания: определение внутренних усилий в сечениях элементов стержня переменной площади и длины; определение напряжений в поперечных сечениях стержня; определение абсолютных деформаций по длине стержня; построение соответствующих эпюр.

Исходная обобщенная расчетная схема стержня изображена на рис. 1.1.

Исходные данные для элементов конструкции стержня приведены в табл. 1.1.

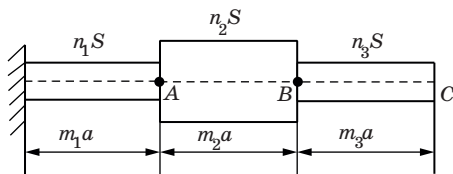


Рис. 1.1. Обобщенная схема задачи

Таблица 1.1

Исходные данные для расчета

№	$a, \text{мм}$	$S, \text{мм}^2$	$P_1, \text{Н}$	$P_2, \text{Н}$	n_1	n_2	n_3	m_1	m_2	m_3
1	10	1	100	250	2	1	0,5	1	1,2	1
2	12	2	120	200	1	2	1	1,5	1	0,8
3	14	3	140	300	2	0,8	2	1,2	0,8	1
4	16	4	150	100	1	1,5	1	1	1	1
5	12	5	160	200	0,5	1	2	1	1,2	1
6	20	6	180	300	1	1,2	1	1	1,2	1
7	22	7	200	150	2	1,2	1,5	0,8	1	1
8	24	8	210	400	1,2	1,5	1,8	1	1,5	1
9	26	9	240	300	1	1,5	1	1	1,2	1
10	28	10	260	200	1	1,5	1,2	1	1,2	1
11	30	1	280	140	1	2	1	1,2	1	0,8
12	32	2	300	200	1,5	1	1,2	1,1	1,2	1
13	34	3	320	180	1	1,2	2	1	1,2	1,2
14	34	4	340	160	1,5	2	1,5	1,2	1	1,2
15	38	5	360	120	1,5	2	1,5	1,2	1,2	1
16	40	6	380	400	1	1,2	1,5	1,2	1,1	1
17	42	7	400	150	2	1,5	1	1	0,8	2
18	44	8	420	280	1,5	2	1	1	0,8	1

№	a , мм	S , мм ²	P_1 , Н	P_2 , Н	n_1	n_2	n_3	m_1	m_2	m_3
19	46	9	440	140	1,5	1,5	1	1	0,8	1,6
20	48	10	460	160	1,5	1	1,5	1	1,5	1

Варианты расчетных схем представлены в Приложении 1.

Пример решения задачи

В задаче рассматривается единая расчетная схема стержня, состоящего из трех участков с различными параметрами длины a и площади поперечного сечения S . Точки приложения продольных сил P_1 , P_2 и их направления варьируются. Под схемой оставляют свободное место для построения эпюр внутренних сил N , напряжений на участке σ_i и абсолютных перемещений Δl_i на соответствующем участке [1–4].

Рассмотрим пример, когда сечение на отдельных участках задаются в виде $S_i = n_i S$. S_i площадь дана в варианте задания, коэффициенты n выбирается по смыслу. На первом участке $n_1 = 0,2$, на втором $n_2 = 2$, на третьем $n_3 = 1$. Значение длин участков $l_i = m_i a$, где коэффициент m – любое действительное положительное число. На первом участке $m_1 = 2$, на втором $m_2 = 3$, на третьем $m_3 = 4$.

Определение продольных сил.

При решении задачи реакция N задается в произвольном направлении, в данном случае в отрицательном направлении оси x (рис. 1.2).

Реакция N определяется из условия равновесия. Сумма всех сил x_i действующих по оси x равна нулю

$$\sum_{i=1}^n x_i = 0$$

В данном случае количество сил равно трем: $-N + P_1 - P_2 = 0$. Тогда реакция $N = P_1 - P_2$.

Если реакция положительная, $P_1 > P_2$, то ее направление верно, если реакция N отрицательная, $P_2 > P_1$, то необходимо поменять ее направление (указано пунктирной стрелкой).

Направление силы реакции N в точке опоры стержня может определяться из условия неравенства действующих P_1 и P_2 сил. Реакция, по определению, будет сонаправлена с меньшей из действующих сил, а в случае, когда P_1 и P_2 направлены в одну сторону, сила реакции N будет действовать в противоположном направлении.

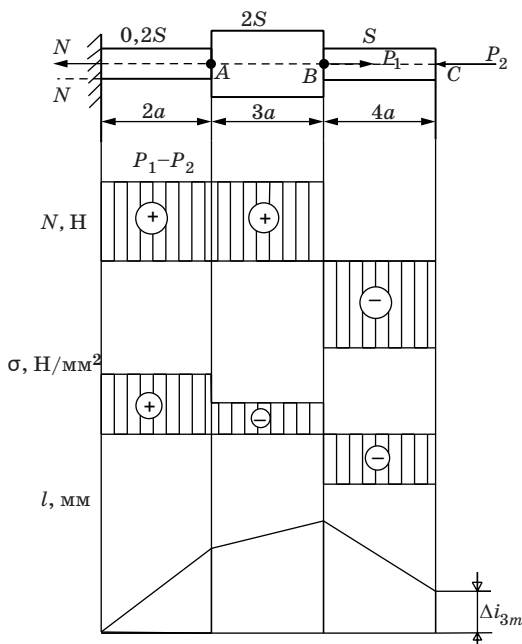


Рис. 1.2. Графическое представление результатов решения задачи

Далее следует рассматривать действие сил на каждом участке.

Первый участок от точки опоры до A может иметь различные виды деформаций:

а) на участке действует сила N равная $P_1 - P_2$, следовательно, на участке наблюдается деформация растяжения;

б) если N меняет свое направление – возникает сжатие. На эпюре сил N учитывается ее значение и знак (рис. 1.3).

Последовательно рассматривают участки от A до B (рис. 1.4).

Поскольку в точке A нет приложенных сил, то по правилу переноса сил вдоль линии ее действия реакция N переносится в точку A . В точке B – аналогично.

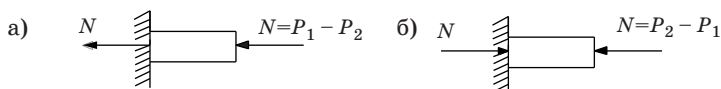


Рис. 1.3. Виды деформаций:

а – деформация растяжения; б – деформация сжатия

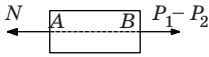


Рис. 1.4. Деформация растяжения

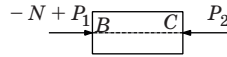


Рис. 1.5. Деформация сжатия

На эпюре сил на первом и втором участке действует одинаковая сила $N = P_1 - P_2$ – положительная. Выполняется вертикальная штриховка. На третьем участке наблюдаем новую картину распределения сил. Так как в точке В по условию действует продольная сила P_1 , направление которой противоположно силе реакции N , результатом их взаимодействия в точке В будет разность, результат которой $-P_2$. Направление полученной в итоге силы соответствует направлению силы, значение которой по модулю больше.

В результате на третьем участке наблюдается сжатие силой P_2 со знаком минус.

На данном этапе следует построить эпюру продольных сил, действующих на рассматриваемых участках стержня.

Определение напряжений.

Поперечные сечения стержня, плоские и нормальные к его оси до деформации, останутся плоскими и нормальными к оси после деформации. Данную гипотезу называют **гипотезой плоских сечений** или **гипотезой Бернулли**. Формулы, по которым будет произведен дальнейший расчет, являются ее следствием, такая картина деформации позволяет предположить, что в поперечных сечениях действуют только нормальные напряжения σ_i .

Нормальные напряжения на участке определяются из формулы

$$\sigma_i = \frac{N_i}{F_i},$$

тогда

$$\text{– на первом: } \sigma_1 = \frac{P_1 - P_2}{0.2S};$$

$$\text{– на втором: } \sigma_2 = \frac{P_1 - P_2}{2S};$$

$$\text{– на третьем: } \sigma_3 = -\frac{P_2}{S}.$$

Очевидно, что напряжение на первом участке максимальное.

По результатам вычислений строится эпюра нормальных напряжений.

Определение деформаций и перемещений.

В задаче требуется определить абсолютное изменение (удлинение, укорочение стержня). Действия выполняются последовательно.

При задании координаты x вдоль оси стержня деформация

$$\Delta l(x) = \frac{Nx}{EF},$$

где E – модуль продольной упругости, модуль упругости первого рода, для стали-45 он равен $2,15 \cdot 10^5$ Н/мм². Координата x меняется на первом участке в диапазоне $0 \dots 2a$.

Определяют максимальное значение Δl_1 при $x = 2a$, $\Delta l_1 = \frac{N \cdot 2a}{E \cdot 0.2S}$.

Характер изменения деформации – линейный. Если точка A переместилась на Δl_1 , то все точки стержня на втором и третьем участке также переместятся на Δl_1 , что показано на эпюре перемещений штриховой линией, параллельной оси x .

Перемещение на втором участке, соответственно

$$\Delta l_2 = \Delta l_1 + \frac{N \cdot 3a}{E \cdot 2S}.$$

Наклон прямой на втором участке меньше, поскольку площадь в 10 раз больше по заданию, а длина увеличивается незначительно.

На третьем участке сила меняет знак

$$\Delta l_3 = \Delta l_2 - \frac{P_2 \cdot 4a}{ES}.$$

На основании полученных результатов строится эпюра перемещений.

С точки зрения жесткости важно значение деформации в точке B . Оно максимальное.

ЗАДАЧА № 2. ДЕФОРМАЦИЯ КРУЧЕНИЯ

Цель задания: построение эпюр крутящих моментов, касательных напряжений и углов закручивания на отдельных участках исследуемого вала при вариации приводного момента M_0 и вариациях значений M_i на отдельных участках вала.

Основная обобщенная расчетная схема представлена на рис. 2.1.

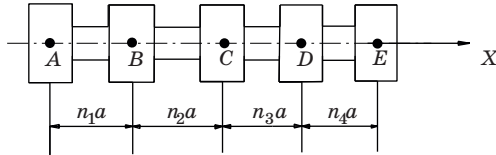


Рис. 2.1. Обобщенная расчетная схема

Исходные данные для расчета приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Исходные данные для расчета

№	a , мм	M_1 , Н·мм	M_2 , Н·мм	M_3 , Н·мм	M_4 , Н·мм	$[\tau]$, МПа	$[\varphi]$, угл. мин	n_1	n_2	n_3	n_4
1	10	240	480	720	960	50	5	3	2,5	1	1
2	12	360	540	720	180	60	6	1,5	2,5	2	2,5
3	14	420	640	140	280	70	4	1,5	1,5	2	2,5
4	16	480	120	240	360	80	6	1,5	1	1,5	1,5
5	12	420	560	700	280	50	5	1,5	1	1	2
6	20	480	600	240	360	60	4	2,5	2	1	1
7	22	500	200	300	400	70	6	1,5	3	1	0,8
8	24	180	270	360	450	80	4	2	2,5	2	2
9	26	600	500	400	300	50	3	1	1	1,5	1,5
10	28	450	540	270	360	60	5	1,5	1	1,5	2
11	30	240	320	400	480	90	3	2,5	1	1	1,5
12	32	280	350	420	210	70	5	2,5	1	1	1,5
13	34	400	480	560	320	100	4	1	1	1	1,5
14	34	420	490	280	350	80	6	1	1,5	1	1,5
15	38	450	260	320	390	70	5	1	1,5	1,5	2
16	40	320	390	450	520	100	4	1,5	1,25	1,25	2
17	42	360	420	480	400	80	3	3	1,5	1	1
18	44	380	440	270	330	60	5	3	1	1,5	1
19	46	400	250	300	350	70	6	1,5	1,25	1,25	1,5
20	48	420	320	330	340	80	4	2	1,5	1	2

Пример решения задачи

Дана единая расчетная схема из одного приводного элемента и четырех потребителей (рис. 2.2). В предлагаемых студентам схемах расчета (Приложение 2) варьируется номер шкива, в котором приложен приводной момента M_0 , равный сумме моментов потребителей.

$$M_0 = \sum_{i=1}^4 M_i$$

Под схемой необходимо оставлять свободное место для построения эпюр крутящих моментов, касательных напряжений τ_i и углов закручивания φ_i .

Определение крутящих моментов.

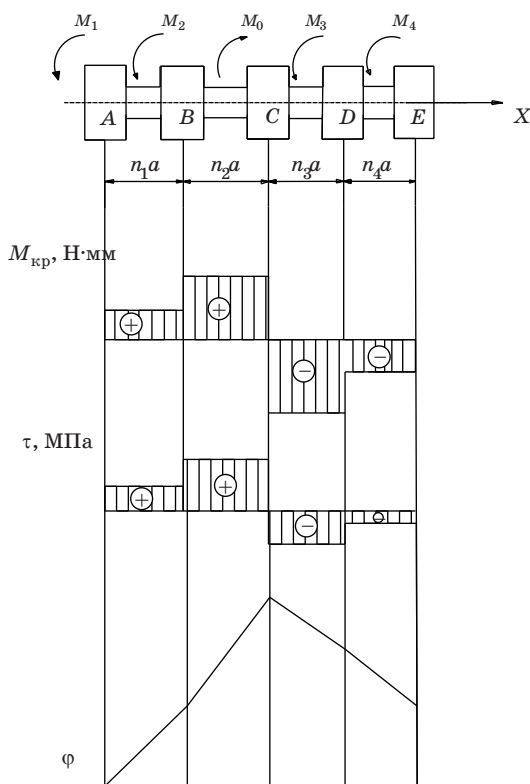


Рис. 2.2. Графическое представление результатов решения задачи

В рассматриваемом примере приводной момент M_0 расположен на среднем диске (колесе), точка C . Если перемещаться по координате x от точки A до точки B , то крутящий момент на участке равен моменту M_1 и направлен против часовой стрелки, т. е. положительный. В точке B добавляется момент M_2 и сумма моментов M_1 и M_2 действует до точки C . В точке C добавляется суммарный момент M_0 и изменяет знак момента на участке CD . На участке CD крутящий момент равен $M_0 - (M_1 + M_2) = M_3 + M_4$. В точке D действие момента M_3 прекращается и остается только момент M_4 .

На этом этапе строится эпюра крутящих моментов.

Определение касательных напряжений.

На основе эпюры крутящих моментов определяется максимальное значение момента на соответствующем участке $M_{\text{кр.max}}$ [1, 4].

Из условия прочности диаметр вала равен

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр.max}}}{0.2[\tau]}}$$

где $[\tau]$ – допустимое значение касательного напряжения.

Значение диаметра вала d_B определяется по условиям прочности и увеличивается до значения из нормированного ряда размеров диаметров вала (см. Приложение 5). В инженерных расчетах диаметр вала определяется из условий жесткости и прочности, где выбирается большее из значений.

Вводится относительный угол поворота на единицу длины, равный

$$\varphi^* = \frac{\varphi}{l}$$

Тогда $\left[\varphi^* = \frac{M_{\text{кр}}}{GI_p} \right]$, а диаметр вала d_B определяется по выражению

$$d_B \geq \sqrt[4]{\frac{M_{\text{кр.max}}}{G \cdot 0.1[\varphi^*]}}$$

G – модуль упругости при кручении (модуль упругости второго рода).

Значение модуля упругости G определяется по выражению

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)},$$

где μ – коэффициент Пуассона, равный $\mu = 0,3$.

Касательное напряжение на отдельных участках вала τ определяется из выражения

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p},$$

где W_p – момент сопротивления сечения вала диаметра d_B при кручении, равный $W_p = 0,2d_B^3$.

На данном этапе следует построить эпюру касательных напряжений.

Определение углов закручивания.

Угол закручивания φ определяется на основе следующего выражения:

$$\varphi = \frac{M_{кр} \cdot x}{GI_p},$$

где I_p – полярный момент инерции сечения вала, равный $I_p = 0,1d_B^4$, x – координата.

На эпюре углов закручивания изображаем прямую линию от нуля до φ_1 . На такой же угол поворачивается вал от точки B до точки E . На втором участке угол закручивания

$$\varphi_2 = \varphi_1 + \frac{(M_1 + M_2) \cdot x}{G \cdot I_p},$$

на такой же угол поворачивается вал на участке CE .

На третьем участке момент меняет знак и уже будет закручиваться в обратную сторону, т. е. со знаком минус. Выражение для угла закручивания имеет вид

$$\varphi_3 = \varphi_2 - \frac{(M_3 + M_4) \cdot x}{G \cdot I_p},$$

на тот же угол повернется вал на участке DE . На четвертом участке угол закручивания

$$\varphi_4 = \varphi_3 - \frac{M_4 \cdot x}{GI_p}.$$

Построение эпюр $M_{кр}$, τ , φ дает представление об особенностях работы исследуемого вала в различных сечениях в зависимости от координаты x .

ЗАДАЧА № 3. ДЕФОРМАЦИЯ ИЗГИБА

Цель задания: определение реакций в опорах в зависимости от различных внешних воздействий (распределений нагрузки q , сосредоточенной силы P и изгибающего момента M) и построение эпюры изгибающих моментов для расчета схемы с двумя консолями, и момент сопротивления сечения W_x для исходного вида сечения.

Исходная обобщенная расчетная схема показана на рис. 3.1.

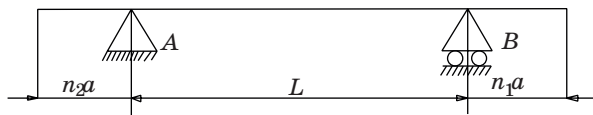


Рис. 3.1. Обобщенная расчетная схема

Исходные данные для решения задачи приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Исходные данные для расчета.

№	l , мм	a , мм	q , Н/мм	P , Н	M , Н · мм	$[\sigma]$, МПа
1	140	40	10	400	4,6	80
2	220	50	11	600	4,2	90
3	200	40	12	700	2,0	100
4	100	30	13	500	5,0	120
5	240	80	14	800	6,5	80
6	230	70	15	600	5,5	100
7	220	80	13	900	4,4	90
8	210	50	14	300	0,9	80
9	190	60	11	1000	7,0	100
10	280	70	10	700	6,0	140
11	180	60	12	900	8,0	120
12	150	50	14	600	4,5	150
13	240	80	15	800	4,0	80
14	230	70	13	500	10,0	90
15	200	60	12	400	9,0	100
16	260	80	14	600	7,0	120
17	360	100	13	700	5,4	130
18	380	110	10	900	4,6	140
19	340	120	12	500	6,0	150
20	400	130	15	800	7,0	160

Характер расположения распределенной нагрузки q , сосредоточенной силы P и изгибающего момента M и коэффициенты длин консолей n_1 и n_2 задаются для каждого варианта преподавателем. Схемы для расчета указаны в Приложении 3.

Пример решения задачи

Дана обобщенная единая расчетная схема (рис. 3.2), в которой по участкам задаются значения сосредоточенной силы P , распределенной нагрузки q и изгибающего момента M . Требуется построить эпюру изгибающих моментов и найти реакции опор в точках A и B и момент сопротивления W_x для заданного вида сечения.

Определить величину реакции опор [1, 4, 5].

Для нахождения реакции опор R_A необходимо задать их первоначальное направление исходя из физического смысла внешних нагрузок. Предположим, что воздействие q и P являются преобладающими, и направим реакции опор вверх (рис. 3.2).

Для нахождения реакции R_A в опоре A заменим опору неизвестной внешней силой R_A и получим заданную расчетную схему для нахождения внешних моментов относительно точки B в следующем виде (рис. 3.3).

Направление моментов выбирается произвольно, но сохраняется для расчетных схем реакции R_A и R_B .

Условие равновесия записывается в этом случае как $\sum M_{i(\cdot)B} = 0$, т. е. сумма всех моментов относительно точки B равняется нулю.



Рис. 3.2. Обобщенная рабочая схема

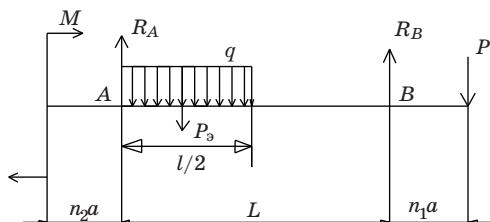


Рис. 3.3. Расчетная схема для определения реакций опор

Определение величин моментов относительно точки В в зависимости от вида внешних воздействий.

При определении величины момента от распределенной нагрузки q ее заменяют эквивалентной силой P_3 , равной $P_3 = q \frac{l}{2}$ и приложенной в центре участка распределенной нагрузки, т. е. на расстоянии $3/4 \cdot l$ от точки В. Распределенная нагрузка создает момент, равный

$$M(q) = -q \frac{l}{2} \cdot \frac{3l}{4} = -\frac{3}{8}ql^2.$$

Сила P создает момент, равный $M(p) = 2Pa$. Момент M постоянен и имеет знак «+». Таким образом, окончательная сумма моментов относительно точки В из условия равновесия запишется в виде

$$M + R_A l - \frac{3}{8}ql^2 + 2Pa = 0.$$

Реакция R_A будет соответственно

$$R_A = \frac{\frac{3}{8}ql^2 - M - 2Pa}{l}.$$

Если реакция R_A будет иметь знак «-», то следует поменять ее направление в опоре А.

Для нахождения реакции в опоре В также заменим опору В на ее реакцию R_B .

Условие равновесия записывается в виде $\sum M_{i(\cdot)A} = 0$.

Рассмотрим последовательно моменты от всех возмущающих факторов относительно точки А. Поперечная сила P создает момент $M(P) = -P(1 + 2a)$ со знаком «-». Реакция В совпадает момент $M(R_B) = R_B l$ со знаком «+». Момент от распределенной нагрузки q

$$M(q) = -P_3 \frac{l}{4} = -q \frac{l^2}{8}.$$

Момент M создает момент со знаком «-» на конце стержня. Таким образом, сумма моментов относительно точки А из условия равновесия соответственно

$$-M - \frac{ql^2}{8} + R_B l - P(l + 2a) = 0.$$

Отсюда величина реакции R_B соответственно

$$R_B = \frac{M + \frac{ql^2}{8} + p(l + 2a)}{l}.$$

знак получается положительным, следовательно направление реакции R_B выбрано верно.

На этом этапе строится эпюра поперечных сил.

Для проверки правильности определения реакций R_A и R_B рассматривается проверочное уравнение равновесия – сумма сил по оси Y равна нулю, а именно $\sum F_{yi} = 0$. В рассматриваемом случае из условия равновесия имеем

$$R_A + R_B - P - q\frac{l}{2} = 0.$$

Далее рассматривается действие изгибающих моментов по участкам слева направо [1, 2, 4, 5]. Первый участок имеет изменения координаты x в диапазоне $x = 0 \dots 3a$. Изгибающий момент на данном участке постоянный и равен M .

На втором участке координата x меняется в диапазоне

$$x = 3a \dots (3a + 1/2).$$

На втором участке реакция R_A создает изгибающий момент

$$M_{и}(R_A) = R_A(x - 3a),$$

а распределенная нагрузка q создает изгибающий момент

$$M_{и}(q) = q \frac{(x - 3a)^2}{2}$$

и имеющий знак «-». На второй участке суммарный изгибающий момент

$$M_{и2} = M + R_A(x - 3a) - q \frac{(x - 3a)^2}{2}.$$

Конечное значение момента $M_{и2}$ при $x = 3a + 1/2$ примет вид

$$M_{и2} = M + R_A \frac{l}{2} - \frac{ql^2}{8}.$$

Третий член представляет собой параболу и для определения его величины отрезок $1/2$ нужно разбить на четыре равные части и по-

строить пять точек по координате x на стержне $(x - 3a)$, в диапазоне изменения x , равном $x = 3a \dots (3a + l/2)$. Из прямой $R_A(x - 3a)$ вычитается

$$q \frac{(x - 3a)^2}{2}.$$

На третьем участке распределенной нагрузки нет, поэтому учитывается эквивалентная сила $P_э$. Диапазон изменения координаты соответственно равен $x = (x - 3a - l/2) \dots x = 3a + l$.

Изгибающий момент $M_{и2}$ на третьем участке записывается следующим образом

$$M_{и2} = M + R_A(x - 3a) - P_э \left(x - 3a - \frac{l}{4} \right).$$

Наблюдается линейное изменение величины изгибающего момента на третьем участке.

Четвертый участок можно рассматривать с правого конца. Момент изгибающий $M_{и4} = -P \cdot x_1$, где x_1 меняется в диапазоне $x_1 = 0 \dots 2a$. Максимальная величина $M_{и4\max} = -P \cdot 2a$.

Следует построить эпюру изгибающих моментов.

Значения изгибающих моментов в точке В слева и справа одинаковые, таким образом осуществляется сшивание эпюры изгибающих моментов [3]. Из анализа эпюры изгибающих моментов (рис. 3.4) видно, что наибольшее значение изгибающего момента имеет место в конце второго участка при $x = 3a + 1/2$.

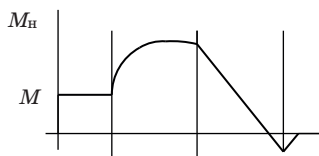


Рис. 3.4. Эпюра изгибающих моментов

Момент сопротивления сечения W_x из условия прочности определяется по выражению

$$W_x \geq \frac{M_{и\max}}{[\sigma]}.$$

Для круглого сечения момент сопротивления W_x соответственно равен $W_x = 0,1d^3$, для квадратного сечения

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

где h – сторона квадрата (если сечение прямоугольное, его стороны отмечаются как b и h). Диаметр вала для круглого сечения вала

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{и \max}}{0,1[\sigma]}}$$

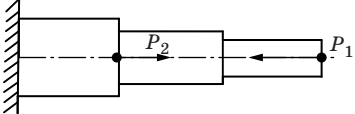
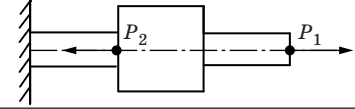
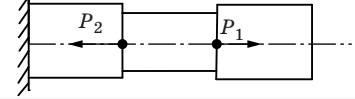
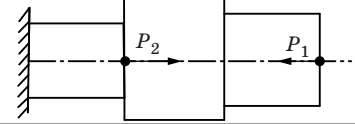
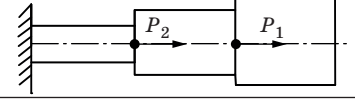
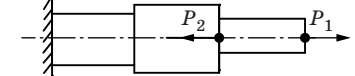
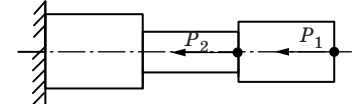
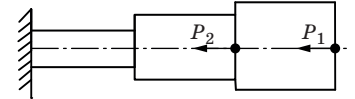
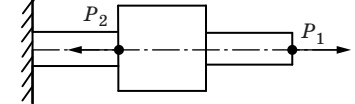
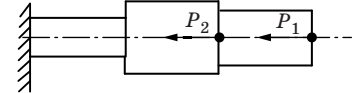
Сторона квадрата h определяется по выражения

$$h \geq \sqrt[3]{\frac{6M_{и \max}}{[\sigma]}}$$

Квадратное сечение получается меньших размеров, чем диаметр вала.

На основе полученных данных определить параметры сечения по указанию преподавателя.

Расчетные схемы для задачи № 1

№ варианта	Расчетная схема
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	
10	

№ варианта	Расчетная схема
11	
12	
13	
14	
15	
16	
17	
18	
19	
20	

РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ ДЛЯ ЗАДАЧИ № 2

№ варианта	Расчетная схема
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	

№ варианта	Расчетная схема
8	
9	
10	
11	
12	
13	
14	
15	

№ варианта	Расчетная схема
16	
17	
18	
19	
20	

Расчетные схемы для задачи № 3

№ варианта	Расчетная схема
1	
2	
3	
4	
5	
6	

№ варианта	Расчетная схема
7	
8	
9	
10	
11	
12	
13	

№ варианта	Расчетная схема
14	
15	
16	
17	
18	
19	
20	

Метод сечений

Для определения внутренних усилий (внутренних силовых факторов) применяется метод сечений, состоящий в следующей последовательности:

1. Разрез стержня (системы стержней).
2. Отбросить одну часть.
3. Приложение в сечении усилий, способных уравновесить внешние силы, действующие на отброшенную часть.
4. Найти значения усилий из уравнений равновесия, составленных для отсеченной части.

В поперечном сечении стержня могут возникать:

1. Только продольная сила N . Этот случай нагружения называется растяжением или сжатием.
2. Только крутящий момент $M_{кр}$ (кручение).
3. Только изгибающий момент $M_{и}$ (изгиб).
4. Только поперечная сила Q_x, Q_y (сдвиг).
5. Несколько усилий. Это случай сложных деформаций.

При построении эпюр следует помнить, что

1. Участок эпюры отделяется при возникновении нового силового фактора (сила, распределенная нагрузка, момент и тд).
2. При изменении геометрических параметров стержня.

**Нормальные диаметры и длины в машиностроении
(по ГОСТ 6636-53)**

1,0	1,6	2,5	4,0	6,0
1,05	1,7	2,6	4,2	6,5
1,1	1,8	2,8	4,5	7,0
1,15	1,9	3,0	4,8	7,5
1,2	2,0	3,2	5,0	8,0
1,3	2,1	3,4	5,2	8,5
1,4	2,2	3,6	5,5	9,0
1,5	2,4	3,8	5,8	9,5

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. *Державин Б. П., Лукьянов А. М., Монахов И. И.* Построение эпюр внутренних деталей: учеб. пособие. М.: МИИТ, 2008. 44 с.
2. *Лилеев С. М.* Примеры решения задач по сопротивлению материалов: учеб. пособие. Брянск: БГТУ, 2008. 71 с.
3. *Сиренко Р. Н.* Сопротивление материалов: учеб. пособие. М.: РИОР, 2007. 157 с.
4. *Беляев Н. М.* Сопротивление материалов. М.: Наука, 1976. 608 с.
5. *Елизаров С. В., Каттелин Ю. П., Кульгавин Я. К., Савкин Н. М.* Сопротивление материалов. Основы теории. Примеры. Задачи: учеб. пособие. СПб., 2006. 400 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Задача № 1. Деформация растяжения-сжатия.....	4
Задача № 2. Деформация кручения.....	9
Задача № 3. Деформация изгиба	13
Приложение 1. Расчетные схемы для задачи № 1.....	19
Приложение 2. Расчетные схемы для задачи № 2.....	21
Приложение 3. Расчетные схемы для задачи № 3.....	24
Приложение 4. Метод сечений	27
Приложение 5. Нормальные диаметры и длины в машиностроении (по ГОСТ 6636-53)	28
Список использованных источников.....	29