

Министерство образования Иркутской области
Государственное бюджетное профессиональное образовательное учреждение
Иркутской области
«Иркутский техникум транспорта и строительства»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
для выполнения практических работ
по учебной дисциплине ОП.02 Техническая механика

специальность среднего профессионального образования
23.02.06 «Техническая эксплуатация подвижного состава»

Квалификация:

техник

Форма обучения: очная

Нормативный срок обучения: 3 года 10 месяцев
на базе основного общего образования

Иркутск

Методические рекомендации для практических работ составлены на основании рабочей программы по дисциплине Техническая механика

Разработчик: Иринчеева Е.В., преподаватель

Рассмотрено и одобрено на заседании
ДЦК
Протокол № 9 от 18.05.2026 г.
Председатель ДЦК Е.В. Иринчеева

Содержание

Пояснительная записка.

Критерии оценки практических работ.

Практическая работа №1: «Решение задач на равновесие сил в аналитической форме».

Практическая работа №2: Определение главного вектора и главного момента произвольной плоской системы сил.

Практическая работа №3: Определение реакции в опорах балочных систем с проверкой правильности решения

Практическая работа №4: Определение центра тяжести плоских фигур

Практическая работа №5: «Общие теоремы динамики».

Практическая работа №6: Определение диаметра вала из условия прочности при кручении

Практическая работа №7: Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.

Практическая работа №8: Выполнение расчетов на жесткость при изгибе

Практическая работа 9 Проверка параметров червячного редуктора

Практическое занятие 10 Выполнение расчета прямозубых передач и определение параметров зубчатых колес

Список рекомендуемой литературы.

Практическая № 1 Решение задач на равновесие сил в аналитической форме

Тема: Определение усилий в стержнях простейшей стержневой конструкции от приложенной внешней нагрузки.

Цель: Изучение условия равновесия плоской системы сходящихся сил, определение усилий в стержневых конструкциях аналитическим и геометрическим (графическим) способами.

Теоретические сведения:

Систему сил, линии, действия которых расположены в одной плоскости и пересекаются в одной точке, называют плоской системой сходящихся сил.

Необходимым и достаточным условием равновесия плоской системы сходящихся сил является равенство нулю равнодействующей этой системы сил. Это условие можно выразить двумя алгебраическими равенствами:

$$\sum X_i = 0; \quad \sum Y_i = 0. \quad (1)$$

Равенства (1) выражают условие равновесия плоской системы сходящихся сил в аналитической форме и их называют уравнениями равновесия плоской системы сходящихся сил. Таким образом, для равновесия плоской системы сходящихся сил необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы проекций всех сил системы на координатные оси были равны нулю.

Условие равновесия плоской системы сходящихся сил в геометрической форме выражается в условии замкнутости многоугольника данных сил.

Преимущества аналитического способа проекций перед геометрическим способом построения силового многоугольника особенно заметны в задачах на равновесие системы более трех сил (решение силового многоугольника представляет известные трудности).

Задание: Определить величину и направление реакций связей от приложенной внешней нагрузки (реакции нити и стержня принято называть усилиями). Задачу решить аналитическим и геометрическим (графическим) способами. Данные для задачи своего варианта взять из таблицы 1 и схемы на рисунке 1.

К решению задачи можно приступить после изучения темы «Условие равновесия плоской системы сходящихся сил». Необходимо твердо усвоить три способа решения задач на равновесие плоской системы сходящихся сил: аналитический, геометрический и графический. Графическую часть работы выполнить карандашом на отдельном листе формата А-4, выбрать и указать на чертеже масштаб сил, лист снабдить рамкой на расстоянии 5 мм от края. Надписи выполнять чертежным шрифтом (см. пример выполнения задания).

Методические указания к решению задачи.

При решении задачи аналитическим способом рекомендуется придерживаться следующего порядка:

1. Выделить тело (или точку), равновесие которого следует рассмотреть.
2. Изобразить активные (заданные) силы, действующие на выделенное тело.
3. Освободить тело от наложенных на него связей, заменив их действие реакциями связей (усилиями), неизвестные усилия направить от узла, предположив, что стержни растянуты.
4. Выбрать положение прямоугольной системы координат. Начало координат совместить с точкой, равновесие которой будем рассматривать.

Координатные оси по возможности направлять по неизвестным силам, тогда проекция неизвестной силы на ось, перпендикулярную ей, окажется равной нулю. Благодаря этому, уменьшится число неизвестных в уравнении, равновесия, и решение его упростится.

5. Определить углы между усилиями и координатными осями, указать на чертеже.
6. Составить уравнения равновесия плоской системы сходящихся сил:

$$\sum X_i = 0; \quad \sum Y_i = 0.$$

При проектировании силы на ось следует модуль силы умножить на косинус острого угла между линией действия силы и осью независимо от того, с каким направлением оси (положительным или отрицательным) он образован.

Полученное произведение имеет знак плюс, если проектируемая сила совпадает с положительным направлением оси, и знак минус – если не совпадает.

7. Решить составленные уравнения равновесия относительно искомых величин.

При решении задачи геометрическим (графическим) способом необходимо построить замкнутый силовой многоугольник (треугольник), построение которого начинают с заданных сил, а затем достраивают неизвестные силы.

8. Решить силовой многоугольник (определить неизвестные стороны, которые представляют собой неизвестные усилия в стержнях) или, если силовой многоугольник построен в масштабе, определить искомые силы по масштабу.

Ход работы

Аналитический способ решения.

Рассмотрим равновесие шарнира _____. К нему приложена активная сила вес груза F . Отбросим связи и заменим действие связей их реакциями R_1 и R_2 .

Направим искомые усилия от узла _____, тем самым предположив стержни растянутыми. Если же в результате решения то или иное из них получится отрицательным, то это значит, что предположенное направление усилия неправильное и, следовательно, усилие является сжимающим.

Для равновесия узла _____ должна равняться нулю алгебраическая сумма проекций всех приложенных к нему сил на любые две непараллельные оси.

Совместим начало координат с точкой _____, проведем ось X по стержню _____, а ось Y перпендикулярно ей.

Составим уравнения равновесия, для системы сходящихся сил в узле B :

$$\sum X_i = 0; \underline{\hspace{10cm}}$$

$$\sum Y_i = 0. \underline{\hspace{10cm}}$$

После подстановки числовых значений известных величин получим

$$R_1 = \underline{\hspace{5cm}} \quad R_2 = \underline{\hspace{5cm}}.$$

Геометрический (графический) способ решения.

Выбираем масштаб сил _____ и строим замкнутый силовой многоугольник (треугольник). Из произвольной точки a проводим отрезок ab , параллельный и равный в принятом масштабе силе F , затем из точки a проводим прямую параллельно стержню _____, до взаимного пересечения с прямой, проведенной из точки b параллельно стержню _____. Полученный силовой треугольник замкнутый, следовательно, все стрелки в нем направлены в одну сторону по обходу силового треугольника. Направление обхода определяется направлением заданной силы F . Стороны этого треугольника ac и bc представляют собой величины и направления усилий R_1 и R_2 в стержнях конструкции соответственно. По масштабу определим $R_1 = \underline{\hspace{5cm}}$ и $R_2 = \underline{\hspace{5cm}}$. Совершая обход треугольника в направлении силы F , замечаем, что полученные направления реакций стержней _____ совпадают с первоначально выбранными, следовательно стержень _____ растянут (сжат), стержень _____ растянут (сжат).

Модули R_1 и R_2 . можно также определить геометрически используя

Сравним результаты двух решений и вычислим в процентах относительную погрешность графического решения по формуле:

$$\delta = \left| \frac{R_{gp} - R_{ан}}{R_{ан}} \right| \times 100\% =$$

Относительная погрешность не должна превышать 5%.

Вывод: _____

Определение усилий в стержнях конструкции
Графический способ Масштаб сил: _____

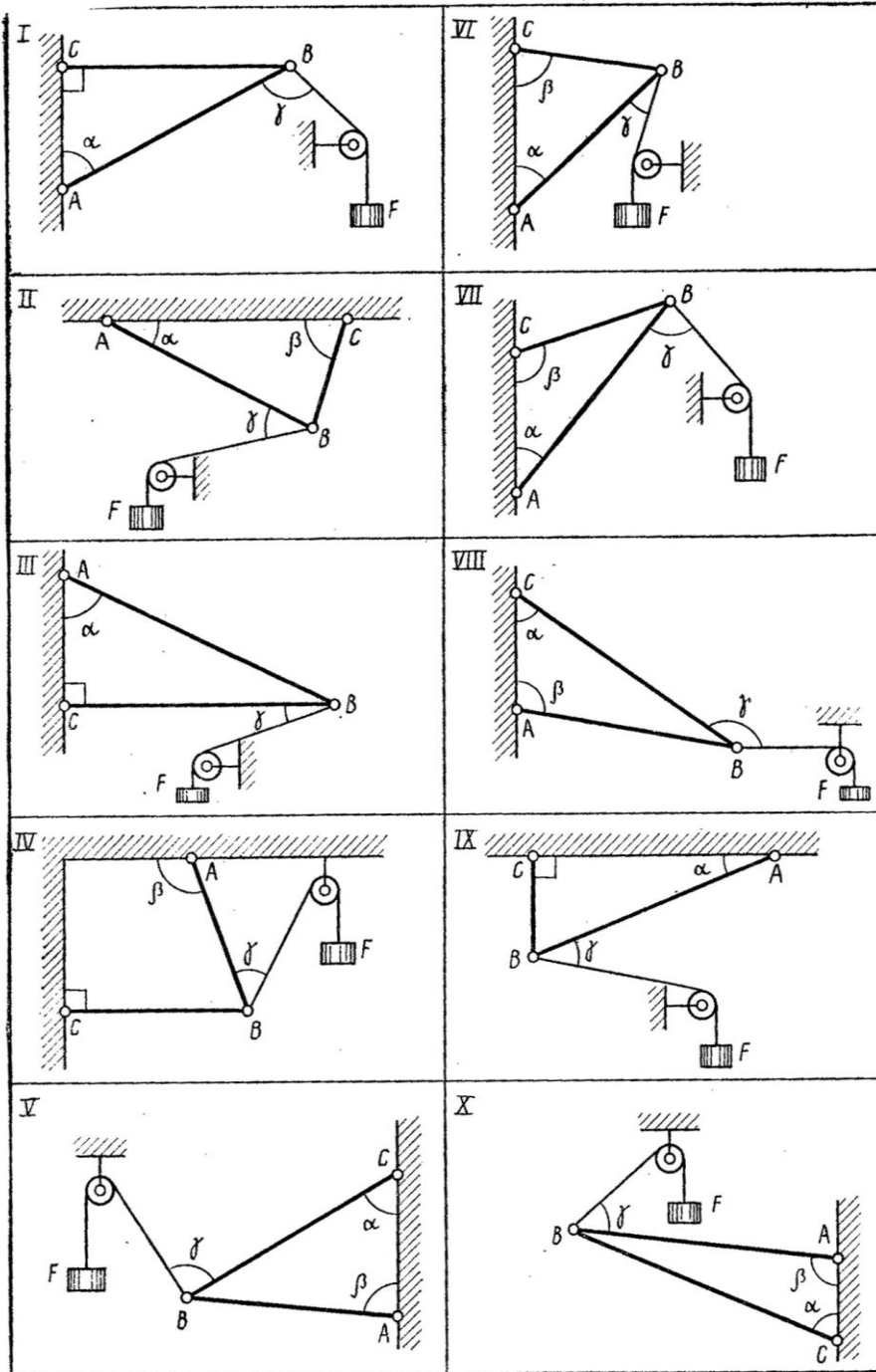


Таблица № 1

| Вариант | Схема | Сила F (кН) | Углы в градусах | | |
|-------------|-------|-------------|-----------------|---------|----------|
| | | | α | β | γ |
| 1 | II | 50 | 30 | 60 | 30 |
| Тросом 2 | III | 50 | 45 | 90 | 90 |
| 3 | IV | 50 | 90 | 120 | 45 |
| 4 | VI | 50 | 60 | 30 | 45 |

| | | | | | |
|----|------|-----|----|-----|-----|
| 5 | V | 50 | 30 | 60 | 90 |
| 6 | VIII | 50 | 45 | 120 | 90 |
| 7 | VII | 50 | 45 | 120 | 90 |
| 8 | X | 50 | 30 | 120 | 60 |
| 9 | IX | 50 | 30 | 90 | 60 |
| 10 | II | 60 | 60 | 30 | 60 |
| 11 | I | 60 | 60 | 90 | 90 |
| 12 | III | 60 | 30 | 90 | 60 |
| 13 | IV | 60 | 90 | 120 | 60 |
| 14 | VI | 60 | 30 | 60 | 30 |
| 15 | V | 60 | 60 | 90 | 90 |
| 16 | VIII | 60 | 30 | 120 | 90 |
| 17 | VII | 60 | 60 | 120 | 90 |
| 18 | X | 60 | 60 | 60 | 60 |
| 19 | IX | 100 | 30 | 90 | 60 |
| 20 | II | 100 | 30 | 60 | 60 |
| 21 | I | 100 | 60 | 90 | 120 |
| 22 | IV | 100 | 90 | 120 | 30 |
| 23 | III | 100 | 60 | 90 | 30 |
| 24 | VI | 100 | 60 | 90 | 30 |
| 25 | V | 100 | 30 | 60 | 90 |

Пример решения задачи.

Тросом, перекинутым через блок **A**, поддерживаемый шарнирно-стержневой конструкцией **ВАС**, с постоянной скоростью поднимается груз **G**.

Определить усилия в стержнях **AB** и **AC** конструкции, пренебрегая размерами блока и трением в нем. Дано: $G = 2$ кН. $\alpha = 30^\circ$, $\beta = 60^\circ$, $\gamma = 45^\circ$.

Аналитический способ решения.

Рассмотрим равновесие шарнира **A**. Мысленно вырежем узел **A** и изобразим его со всеми действующими на него известными и искомыми силами.

Искомые усилия R_1 и R_2 направим от узла **A**, предположив, что стержни растянуты. Для равновесия узла **A** должна равняться нулю алгебраическая сумма проекций всех приложенных к нему сил на любые две непараллельные оси. Совместим начало координат с точкой **A**, проведем ось **X** по стержню **AB**, а ось **Y** перпендикулярно оси **X** вдоль стержня **AC**.

Составим уравнения равновесия, для системы сходящихся в узле **A** сил.

$$\sum X_i = 0; \quad G \cdot \cos 60^\circ - R_2 - F \cdot \cos 45^\circ = 0; \quad 2 \cdot 0,5 - R_2 - 2 \cdot 0,707 = 0;$$
$$R_2 = -0,414 \text{ кН.}$$

$$\sum Y_i = 0. \quad -R_1 - G \cdot \cos 30^\circ - F \cdot \cos 45^\circ = 0; \quad -R_1 - 2 \cdot 0,866 - 2 \cdot 0,707 = 0;$$
$$R_1 = -3,144 \text{ кН.}$$

В результате решения искомые усилия R_1 и R_2 получились отрицательными, это значит, что предположенное направление усилий неверное и, следовательно, оба стержня работают на сжатие.

Геометрический (графический) способ решения:

Рассмотрим равновесие узла **A**, из четырех сил, действующих на узел **A** известны натяжение вертикальной ветви троса, равное весу груза **G** и направленное вертикально вниз и натяжение наклонной ветви троса, которое из-за отсутствия трения в блоке равно по абсолютной величине натяжению вертикальной ветви троса ($G = F = 2$ кН.). Для определения искомых усилий.

R_1 и R_2 выбираем масштаб сил $\mu = 0,5$ кН./см. и строим замкнутый силовой многоугольник сил. Из произвольной точки **a** проводим отрезок **ав**, параллельный и равный в принятом масштабе силе **G**, из точки **в** проводим отрезок **вс**, параллельный и равный второй известной силе **F**; затем из точки **a** проводим прямую, параллельно стержню **AC**, до взаимного пересечения с прямой, проведенной из точки **с** параллельно стержню **AB**.

Полученный силовой многоугольник **авсda** замкнутый, следовательно все стрелки в нем должны идти в одну сторону по обходу силового многоугольника, причем направление этого обхода определяется направлением известных сил **G** и **F**. Стороны этого многоугольника **cd** и **da** дают величины и направления усилий R_1 и R_2 в стержнях **AC** и **AB** соответственно. По масштабу находим, что $R_1 = 3,145$ кН и $R_2 = 0,425$ кН.

Совершая обход многоугольника, замечаем, что полученные направления усилий не совпадают с первоначально выбранными, следовательно, оба стержня сжимаются.

Модули усилий R_1 и R_2 можно определить также по теореме синусов:

$$\text{Рассмотрим треугольник } авс \text{ сторона } ce = \sqrt{2} \cdot R_2;$$

$$\text{По теореме синусов: } (F - \sqrt{2} \cdot R_2) / \sin 30^\circ = G / \sin 45^\circ;$$

$$(2 - 1,414 R_2) \cdot 0,707 = 2 \cdot 0,5; \quad R_2 = 1,414 - 1; \quad R_2 = 0,414 \text{ кН.}$$

Из этого же треугольника запишем другое соотношение и определим R_1 .

По теореме синусов: $(R_1 - R_2) / \sin 105^\circ = G / \sin 45^\circ$;

$R_1 - R_2 = 2,732$; $R_1 = 2,732 + 0,414 = 3,146$ кН.

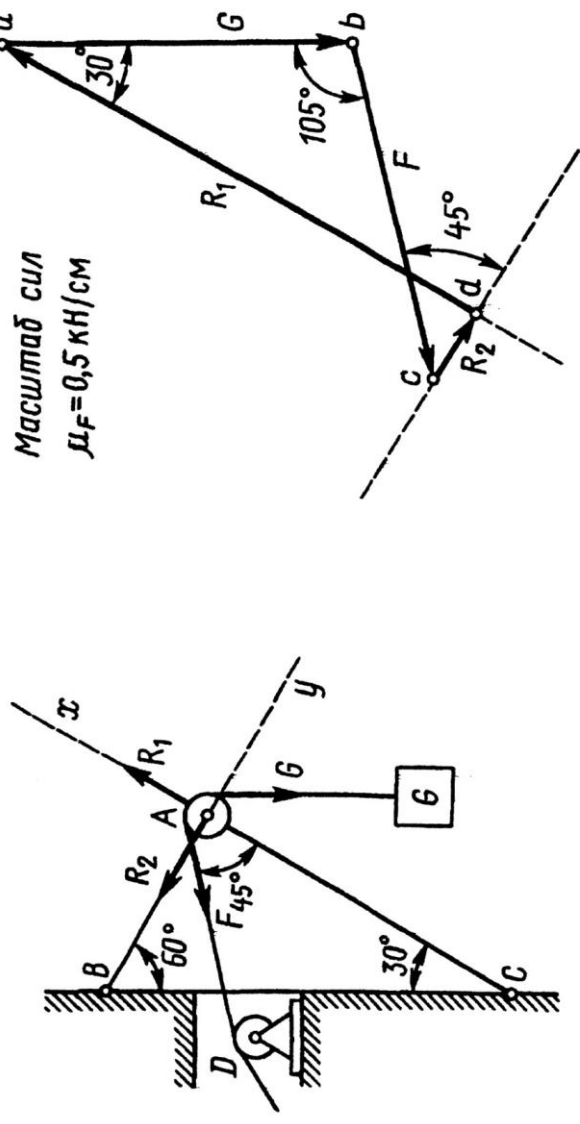
Ответ: $R_1 = 3,146$ кН.

$R_2 = 0,414$ кН.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ В СТЕРЖНЯХ

Дано: $G = 2 \text{ кН}$, $\alpha = 60^\circ$, $\beta = 30^\circ$, $\gamma = 45^\circ$

Масштаб сил
 $\mu_F = 0,5 \text{ кН/см}$



Силы в стержнях:

$$R_1 = ad \cdot \mu_F = 6,29 \text{ см} \times 0,5 \text{ кН/см} = 3,145 \text{ кН}$$

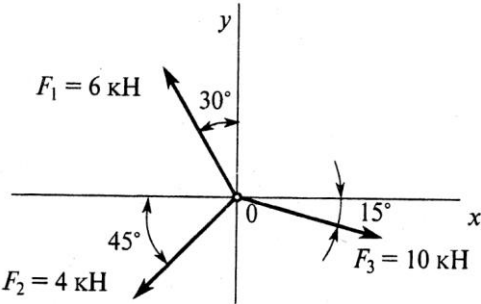
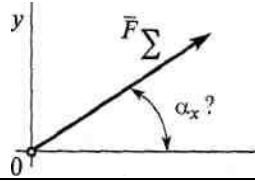
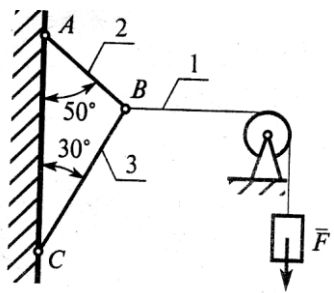
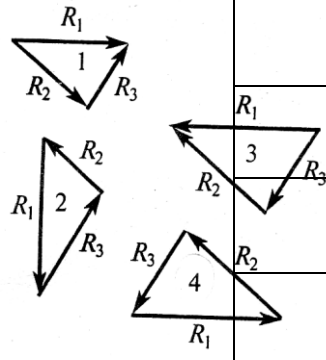
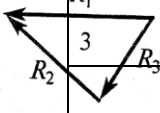
$$R_2 = cd \cdot \mu_F = 0,85 \text{ см} \times 0,5 \text{ кН/см} = 0,425 \text{ кН}$$

Относительная погрешность:

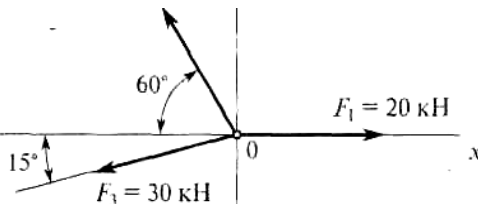
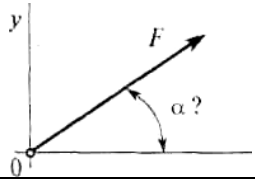
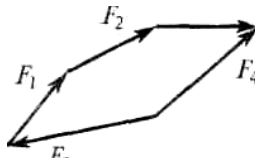
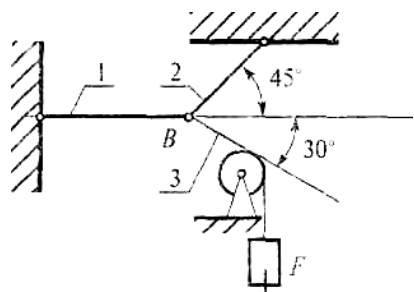
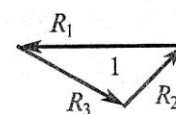
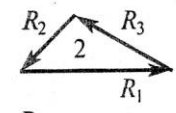
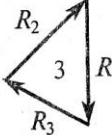
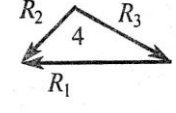
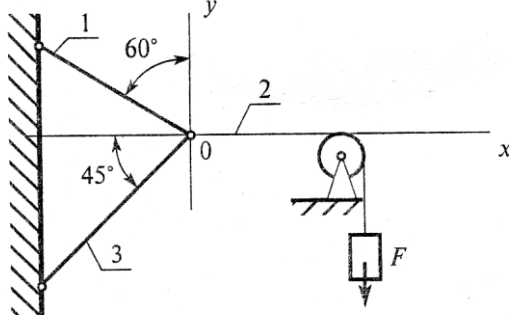
$$\delta_1 = 0, \delta_2 = \frac{0,425 - 0,414}{0,414} \cdot 100 = 2,66 \%$$

Контрольные тесты к работе 1.

Плоская система сходящихся сил

| Вопросы | О т в е т ы | Код |
|--|--|--|
| <p>1. Определить проекцию равнодействующей на ось x</p>  | <p>26, 54 кН</p> <p>3, 87 кН</p> <p>6, 28 кН</p> <p>Верный ответ не приведен</p> | <p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p> |
| <p>2. Определить направление равнодействующей силы (α_x) по ее проекциям на оси x и y $F_{\Sigma x} = 25 \text{ Н}$; $F_{\Sigma y} = 9,9 \text{ Н}$</p>  | <p>14° 30'</p> <p>64° 15'</p> <p>21° 40'</p> <p>Верный ответ не приведен</p> | <p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p> |
| <p>3. Сходящаяся система 4-х сил, действующих на балку, уравновешена $F_{1y} = 16 \text{ Н}$; $F_{2y} = -46 \text{ Н}$; $F_{3y} = 36 \text{ Н}$; $\sum F_{kx} = 0$ Определить величину F_{4y}</p> | <p>16 Н</p> <p>- 6 Н</p> <p>6 Н</p> <p>1 Н</p> | <p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p> |
| <p>4. Груз F находится в равновесии. Указать, какой из силовых треугольников для шарнира В построен верно</p>  |  | <p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p> |
| <p>5. Груз находится в равновесии. Указать, какая система уравнений равновесия верна в этом случае</p>  | $\sum F_{kx} = R_1 \cos 60^\circ + R_2 = 0$ $\sum F_{ky} = R_3 + R_1 \cos 30^\circ = 0$ <hr/> $\sum F_{kx} = R_1 \cos 30^\circ - R_2 = 0$ $\sum F_{ky} = R_3 + R_1 \cos 60^\circ = 0$ <hr/> $\sum F_{kx} = R_1 \cos 30^\circ - R_2 = 0$ $\sum F_{ky} = -R_3 + R_1 \cos 60^\circ = 0$ | <p>Верный ответ не приведен</p> <p>4</p> |

Плоская система сходящихся сил

| Вопросы | Ответы | Код |
|---|---|-----|
| 6. Определить величину равнодействующей силы | 39, 5 кН | 1 |
|  | 44, 4 кН | 2 |
| | 19, 5 кН | 3 |
| | Верный ответ не приведен | 4 |
| 7. По известным проекциям на оси координат x и y определить угол наклона равнодействующей к оси Ox $F_{\Sigma x} = 15 \text{ кН}; F_{\Sigma y} = 8, 66 \text{ кН}$ | 30° | 1 |
|  | 20° | 2 |
| | 60° | 3 |
| | 75° | 4 |
| 8. Какой вектор силового многоугольника является равнодействующей силой? | F2 | 1 |
|  | F4 | 2 |
| | F5 | 3 |
| | F1 | 4 |
| 9. Груз F находится в равновесии. Указать, какой из треугольников для шарнира В построен верно |  | 1 |
| |  | 2 |
| |  | 3 |
| |  | 4 |
| |  | |
| 10 Груз F находится в равновесии. Указать, какая система уравнений равновесия верна в этом случае | $\sum F_{kx} = R_2 - R_1 \cos 60^\circ - R_3 \cos 45^\circ = 0$ $\sum F_{ky} = R_1 \cos 60^\circ - R_3 \cos 45^\circ = 0$ | 1 |
|  | $\sum F_{kx} = R_2 - R_1 \cos 30^\circ - R_3 \cos 45^\circ = 0$ $\sum F_{ky} = R_1 \cos 60^\circ - R_3 \cos 45^\circ = 0$ | 2 |
| | $\sum F_{kx} = R_1 \cos 30^\circ - R_3 \cos 45^\circ + R_2 = 0$ $\sum F_{ky} = R_3 \cos 45^\circ - R_1 \cos 60^\circ = 0$ | 3 |
| | Верный ответ не приведен | 4 |

Практическая работа №2.

Определение главного вектора и главного момента произвольной плоской системы сил.

Цель: Иметь представление о главном векторе, главном моменте, знать теорему Пуансо о приведении силы к точке приведения произвольной плоской системы сил к точке, три формы уравнений равновесия.

Уметь заменять произвольную плоскую систему сил одной силой и одной парой

Теорема Пуансо о параллельном переносе сил.

Силу можно перенести параллельно линии ее действия, при этом нужно добавить пару сил с моментом, равным произведению модуля силы на расстояние, на которое перенесена сила.

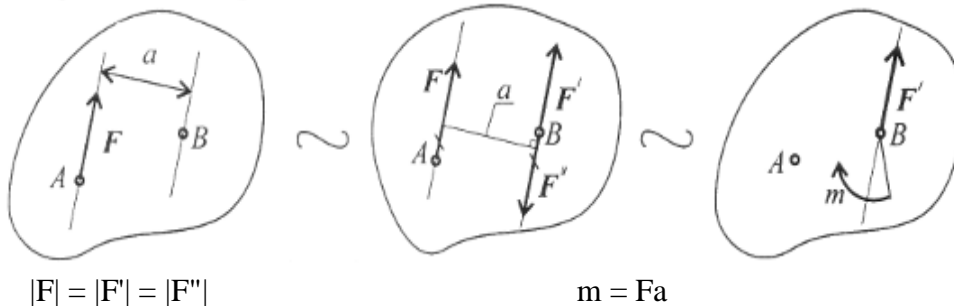


Рис.1.

Дано: сила в точке А (рис.1).

Добавим в точку В уравновешенную систему сил (F' ; F''). Образуется пара сил (F' ; F''). Получим силу в точке В и момент пары m .

Приведение к точке плоской системе произвольно расположенных сил.

Линии действия произвольной системы сил не пересекаются в одной точке, поэтому для оценки состояния тела такую систему следует упростить. Для этого все силы системы переносят в одну произвольно выбранную точку – точку приведения. Применяют теорему Пуансо. При любом переносе в точку, не лежащую на линии ее действия, добавляют пару сил.

Появившиеся при переносе пары называют присоединенными парами.

Дана плоская система произвольно расположенных сил (рис.2).

Переносим все силы в точку О. получим пучок сил в точке О, который можно заменить одной силой – главным вектором системы. Образующуюся систему пар сил можно заменить одной эквивалентной парой – главным моментом системы.

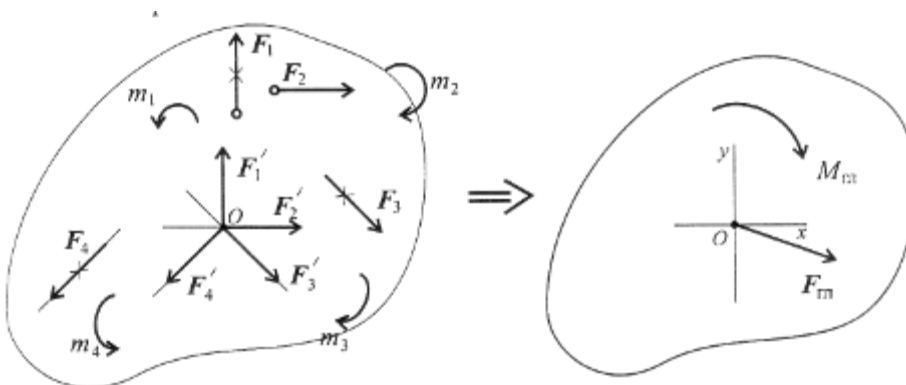


Рис.2

$$F_{ГЛ} = \sum_{o}^n F_k$$

Главный вектор равен геометрической сумме векторов произвольной плоской системой системы сил. Проецируем все силы системы на оси координат и, сложив соответствующие проекции на оси, получим проекции главного вектора.

$$F_{ГЛx} = \sum_0^n F_{kx}; \quad F_{ГЛy} = \sum_0^n F_{ky}$$

По величине проекций главного вектора на оси координат находим модуль главного вектора:

$$F_{ГЛ} = \sqrt{F_{ГЛx}^2 + F_{ГЛy}^2}.$$

Главный момент системы сил равен алгебраической сумме момента сил системы относительно точки приведения.

$$M_{ГЛo} = m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_n;$$

$$M_{ГЛo} = \sum_0^n m_o(F_k).$$

Таким образом, произвольная плоская система сил приводится к одной силе (главному вектору системы сил) и одному моменту (главному моменту системы сил).

Условие равновесия произвольной плоской системы сил.

1. При равновесии главный вектор системы равен нулю $F_{ГЛ} = 0$. Аналитическое определение главного вектора приводит к выводу:

$$F_{ГЛ} = \sqrt{F_{ГЛx}^2 + F_{ГЛy}^2} = 0 \implies \begin{cases} \sum_0^n F_{kx} = 0; \\ \sum_0^n F_{ky} = 0, \end{cases}$$

где F_{kx} и F_{ky} – проекции векторов на оси координат.

2. Поскольку точка приведения выбрана произвольно, ясно, что при равновесии сумма моментов сил системы относительно любой точки на плоскости должна равняться нулю:

$$M_{ГЛo} = \sum_0^n m_o(F_k) = 0 \implies \begin{cases} \sum_0^n m_A(F_k) = 0; \\ \sum_0^n m_B(F_k) = 0, \end{cases}$$

где А и В – разные точки приведения.

Условие равновесия произвольной плоской системы сил может быть сформулировано следующим образом:

Для того чтобы твердое тело под действием произвольной плоской системы сил находилось в равновесии, необходимо и достаточно, чтобы алгебраическая сумма проекций всех сил системы на любую ось равнялась нулю и алгебраическая сумма моментов всех сил системы относительно любой точки в плоскости действия сил равнялась нулю.

Получим основную форму уравнения равновесия:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_0^n F_{kx} = 0; \\ \sum_0^n F_{ky} = 0; \\ \sum_0^n m_A(\mathbf{F}_k) = 0; \\ \sum_0^n m_B(\mathbf{F}_k) = 0; \\ \sum_0^n m_C(\mathbf{F}_k) = 0 \end{array} \right\} \text{уравнения моментов.}$$

Теоретически уравнений моментов можно записать бесконечное множество, практически доказано, что на плоскости можно составить только три независимых уравнения моментов и при этом три точки (центры моментов) не должны лежать на одной линии.

Таким образом, имеем пять независимых уравнений равновесия.

Практически для решения задач на плоскости достаточно трех уравнений равновесия. В каждом конкретном случае используются уравнения с одним неизвестным.

Для разных случаев используются три группы уравнений

$$\text{Первая форма уравнений равновесия: } \left\{ \begin{array}{l} \sum_0^n F_{kx} = 0; \\ \sum_0^n F_{ky} = 0; \\ \sum_0^n m_A(\mathbf{F}_k) = 0. \end{array} \right.$$

равновесия

$$\text{Вторая форма уравнений равновесия: } \left\{ \begin{array}{l} \sum_0^n F_{ky} = 0; \\ \sum_0^n m_A(\mathbf{F}_k) = 0; \\ \sum_0^n m_B(\mathbf{F}_k) = 0. \end{array} \right.$$

$$\text{Третья форма уравнений равновесия: } \left\{ \begin{array}{l} \sum_0^n m_A(\mathbf{F}_k) = 0; \\ \sum_0^n m_B(\mathbf{F}_k) = 0; \\ \sum_0^n m_C(\mathbf{F}_k) = 0. \end{array} \right.$$

Для частного случая, если уравновешена система параллельных сил, можно составить только два уравнения равновесия:

$$\sum_0^n F_{kx} = 0; \quad \sum_0^n m_A(\mathbf{F}_k) = 0.$$

Ось Ox системы координат параллельна линии действия сил.

Примеры решения задач

Пример 1. Найти момент присоединенной пары при переносе силы F_3 в точку B (рис.3) $F_1 = 10\text{кН}$; $F_2 = 15\text{кН}$; $F_3 = 18\text{кН}$; $a = 0,2\text{м}$.

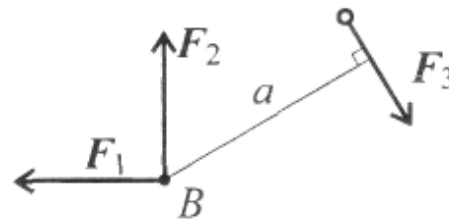


рис.3.

Решение

Используем теорему Пуансо.

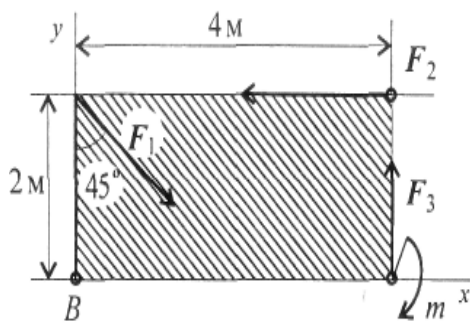
$$M_B(F_3) = 18 \cdot 0,2 = 3,6\text{кНм}.$$

Пример 2. Найти главный вектор системы (рис.4).

$F_1 = 10\text{кН}$; $F_2 = 16\text{кН}$; $F_3 = 12\text{кН}$; $m = 60\text{кНм}$.

Решение

Главный вектор равен геометрической сумме сил:



$$F_{\text{гл}x} = \sum_0^n F_{kx};$$

$$F_{\text{гл}x} = F_1 \cos 45^\circ - F_2 = -9\text{кН};$$

$$F_{\text{гл}y} = \sum_0^n F_{ky};$$

$$F_{\text{гл}y} = -F_1 \cos 45^\circ + F_3 = 5\text{кН};$$

$$F_{\text{гл}} = \sqrt{F_{\text{гл}x}^2 + F_{\text{гл}y}^2};$$

$$F_{\text{гл}} = \sqrt{(-9)^2 + 5^2} \approx 10\text{кН}.$$

Рис.4.

Практическая работа №3

«Определение реакции в опорах балочных систем с проверкой правильности решения»

Цель: научиться определять реакции в опорах балочных систем с проверкой правильности решения

Последовательность решения задачи

1. Балку освободить от связей (связи) и их (его) действие заменить силами реакций.
2. Выбрать координатные оси.
3. Составить и решить уравнения равновесия.

Реакции опор можно определить, исходя из трех форм уравнений равновесия:

$$\begin{array}{lll} \text{a)} & \sum F_{ix} = 0; & \text{б)} & \sum F_{iy} = 0; & \text{в)} & \sum M_A = 0; \\ & \sum F_{iy} = 0; & & \sum M_A = 0; & & \sum M_B = 0; \\ & \sum M_A = 0; & & \sum M_B = 0; & & \sum M_C = 0. \end{array}$$

4. Проверить правильность решения задачи. Проверку необходимо производить по тому уравнению равновесия, которое не было использовано при решении данной задачи (задача решена правильно лишь в том случае, если после постановки значений активных и реактивных сил в уравнение равновесия выполняется условие равновесия).

5. Сделать анализ решенной задачи (если при решении задачи реакции опор или реактивный момент получается отрицательным, то их действительное направление противоположно принятому).

Пример 1. Определить реакции опор балки, если известно

$F = 20 \text{ кН}$, $M = 10 \text{ кН}\cdot\text{м}$, $q = 1 \text{ кН/м}$ (рис. 1).

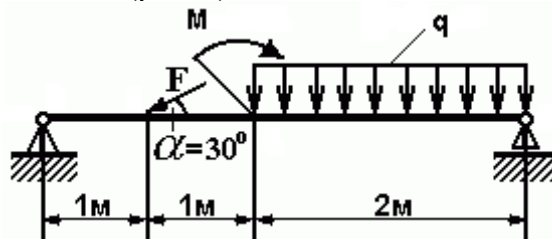


Рис. 1 - Схема задачи

Решение:

1. Изображаем балку вместе с нагрузками.
2. Выбираем расположение координатных осей, совместив ось X с балкой, а ось Y направив перпендикулярно оси X .
3. Производим необходимые преобразования заданных активных сил: силу, накопленную к оси балки под углом α , заменяем двумя взаимно перпендикулярными составляющими

$$F_x = F \cdot \cos 30^\circ = 20 \cdot 0,866 = 17,32 \text{ кН}$$

$$F_y = F \cdot \sin 30^\circ = 20 \cdot 0,5 = 10 \text{ кН},$$

а равномерно распределенную нагрузку - её равнодействующей

$$Q = q \cdot CD = 1 \cdot 2 = 2 \text{ кН},$$

Равнодействующая Q приложена в середине участка CD , в точке K (рис. 2).

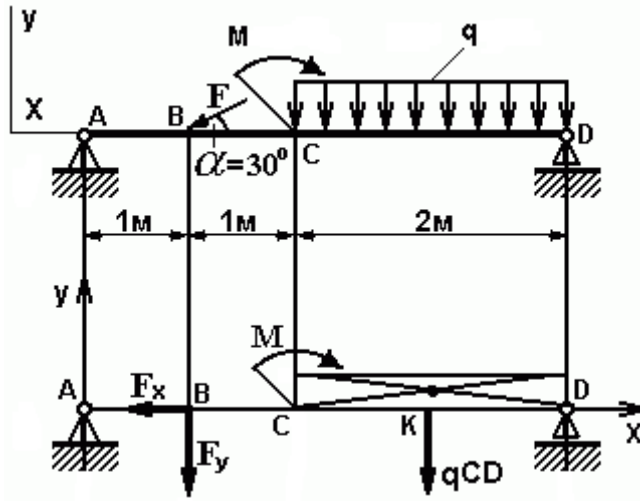


Рис. 2 - Схема преобразования заданных активных сил

4. Освобождаем балку от опор, заменив их опорными реакциями, направленными вдоль выбранных осей координат (рис 3).

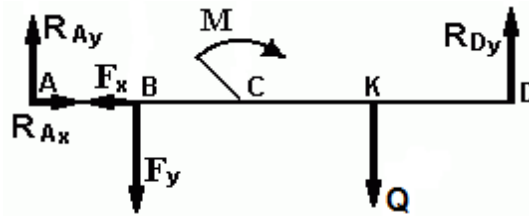


Рис. 3 - Схема реакций балки

5. Составляем уравнения равновесия статики для произвольной плоской системы сил таким образом и в такой последовательности, чтобы решением каждого из этих уравнений было определение одной из неизвестных реакций опор и определяем неизвестные реакции опор.

$$\sum M_A = 0; F_y \cdot AB + M + Q \cdot AK - R_{Dy} \cdot AD = 0 \quad (1)$$

$$\sum M_D = 0; R_{Ay} \cdot AD - F_y \cdot BD + M - Q \cdot KD = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_{ix} = 0; R_{Ax} - F_x = 0 \quad (3)$$

6. Определяем реакции опор балок R_{Ay} , R_{Dy} и R_{Ax} решая уравнения.

Из уравнения (1) получаем

$$R_{Dy} = F_y \cdot AB + M + Q \cdot AK / AD = 10 \cdot 1 + 10 + 2 \cdot 3 / 4 = 6,5 \text{ кН}$$

Из уравнения (2) получаем

$$R_{Ay} = F_y \cdot BD - M + Q \cdot KD / AD = 10 \cdot 3 - 10 + 2 / 4 = 5,5 \text{ кН}$$

Из уравнения (3) получаем

$$R_{Ax} = F_x = F \cdot \cos 30^\circ = 20 \cdot 0,866 = 17,32 \text{ кН}$$

7. Проверяем правильность найденных результатов:

$$\sum F_{iy} = 0; R_{Ay} - F_y - Q + R_{Dy} = 5,5 - 10 - 2 + 6,5 = 0$$

Условие равновесия $\sum F_{iy} = 0$ выполняется, следовательно, реакции опор найдены верно.

Пример 2. Определить реакции заделки, если известно

$F = 20 \text{ кН}$, $M = 10 \text{ кН}\cdot\text{м}$, $q = 1 \text{ кН/м}$ (рис. 4).

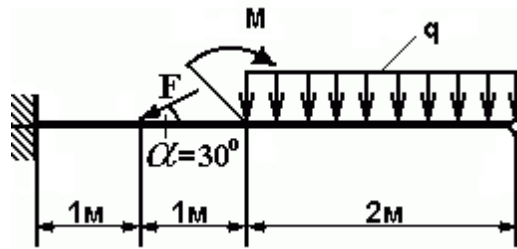


Рис. 4 - Схема задачи

Решение:

1. Изображаем балку вместе с нагрузками.

2. Выбираем расположение координатных осей, совместив ось X с балкой, а ось Y направив перпендикулярно оси X .

3. Производим необходимые преобразования заданных активных сил: силу, накопленную к оси балки под углом α , заменяем двумя взаимно перпендикулярными составляющими

$$F_x = F \cdot \cos 30^\circ = 20 \cdot 0,866 = 17,32 \text{ кН}$$

$$F_y = F \cdot \sin 30^\circ = 20 \cdot 0,5 = 10 \text{ кН},$$

а равномерно распределенную нагрузку - её равнодействующей

$$Q = q \cdot CD = 1 \cdot 2 = 2 \text{ кН},$$

Равнодействующая Q приложена в середине участка CD , в точке K (рис. 5).

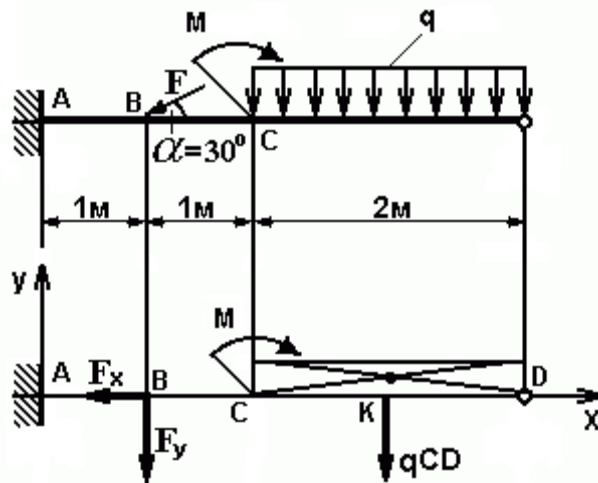


Рис. 5 - Схема преобразования заданных активных сил

4. Освобождаем балку от заделки, заменив её опорными реакциями, направленными вдоль выбранных осей координат и реактивным моментом (моментом заделки, M_3) (рис 6).

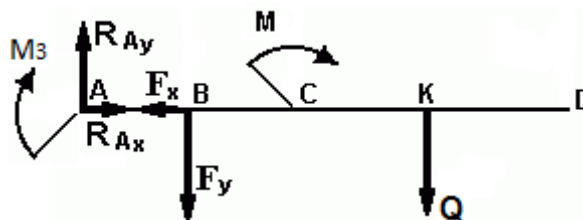


Рис. 6 - Схема реакций балки

5. Составляем уравнения равновесия статики для произвольной плоской системы сил таким образом и в такой последовательности, чтобы решением каждого из этих уравнений было определение одной из неизвестных реакций опор и определяем неизвестные реакции опор.

$$\sum M_A = 0; \quad M_3 + F_y \cdot AB + M + Q \cdot AK = 0 \quad (1)$$

$$\sum M_B = 0; \quad M_3 + R_{Ay} \cdot AB + M + Q \cdot BK = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_{ix} = 0; \quad R_{Ax} - F_x = 0 \quad (3)$$

6. Определяем реакции опор балки R_{Ax} , R_{Ay} и момента заделки M_3 решая уравнения.

Из уравнения (1) получаем

$$M_3 = - F_y \cdot AB - M - Q \cdot AK = - 10 \cdot 1 - 10 - 2 \cdot 3 = - 26 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Из уравнения (2) получаем

$$R_{Ay} = - Q \cdot BK - M - M_3 / AB = - 2 \cdot 2 - 10 - (-26) / 1 = 12 \text{ кН}$$

Из уравнения (3) получаем

$$R_{Ax} = F_x = F \cdot \cos 30^\circ = 20 \cdot 0,866 = 17,32 \text{ кН}$$

7. Проверяем правильность найденных результатов:

$$\sum F_{iy} = 0; \quad R_{Ay} - F_y - Q = 12 - 10 - 2 = 0$$

Условие равновесия $\sum F_{iy} = 0$ выполняется, следовательно, реакции опоры найдены верно.

Задача 1. Определить реакции опор двухопорной балки (рисунок 7). Данные своего варианта взять из таблицы 1

Таблица 1 - Исходные данные

| Номер схемы на рисунке 7 | | | | | | | | | | F | q | M |
|--------------------------|----|----|----|----|----|----|----|----|----|-----|------|-----|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | | | |
| Варианты | | | | | | | | | | кН | кН/м | кНм |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 20 | 2 | 28 |
| 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 30 | 4 | 8 |
| 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 | 40 | 2 | 24 |

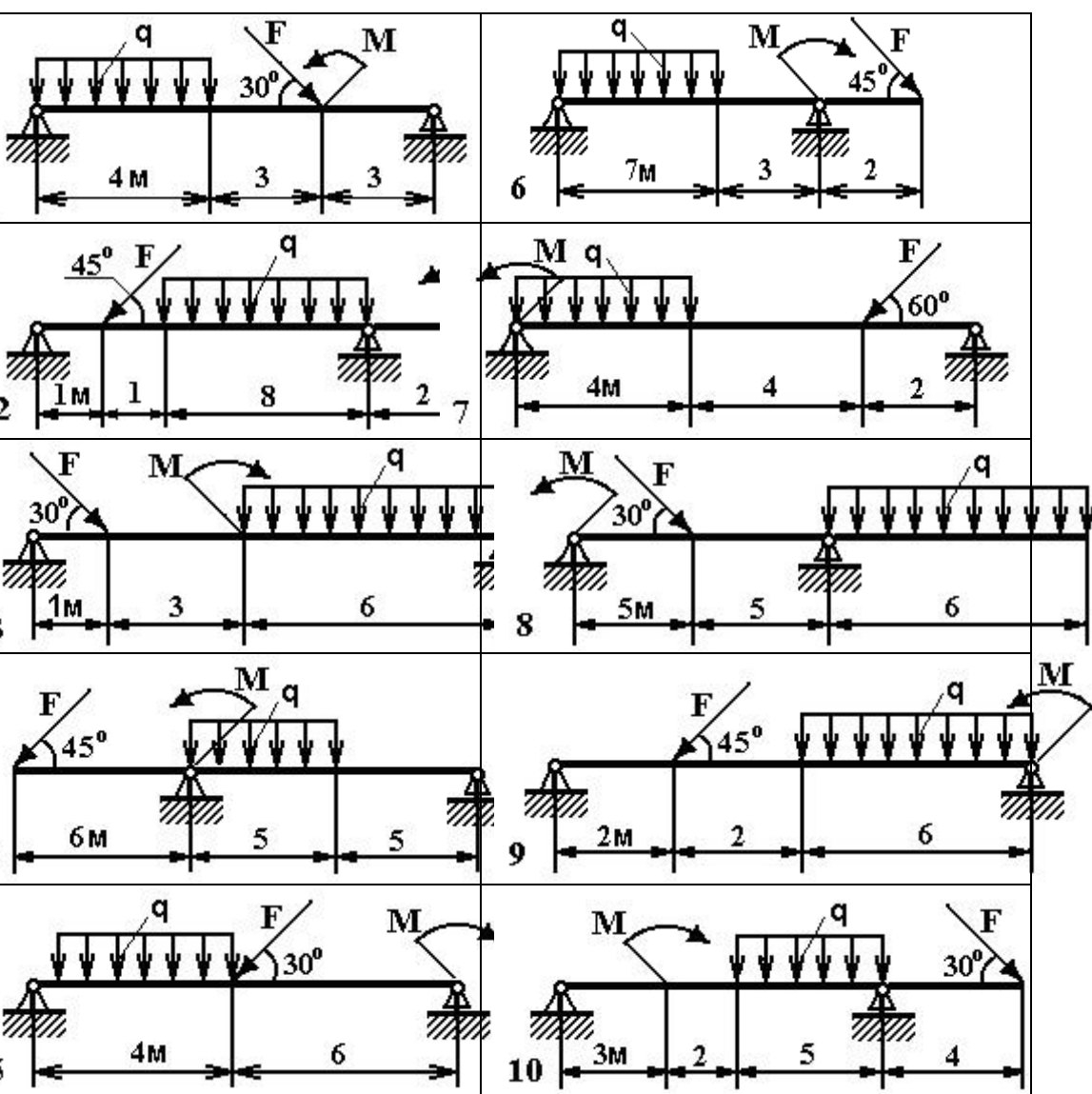


Рис. 7 - Схема задачи

Задача 2. Определить реакции заделки (рисунок 8). Данные своего варианта взять из таблицы 1

Таблица 1 - Исходные данные

| Номер схемы на рисунке 8 | | | | | | | | | | F | q | M |
|--------------------------|---|---|---|---|---|---|---|---|----|-----|------|-----|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | | | |
| Варианты | | | | | | | | | | кН | кН/м | кНм |

| | | | | | | | | | | | | |
|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|---|----|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 16 | 2 | 38 |
| 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 22 | 2 | 12 |
| 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 | 34 | 2 | 14 |

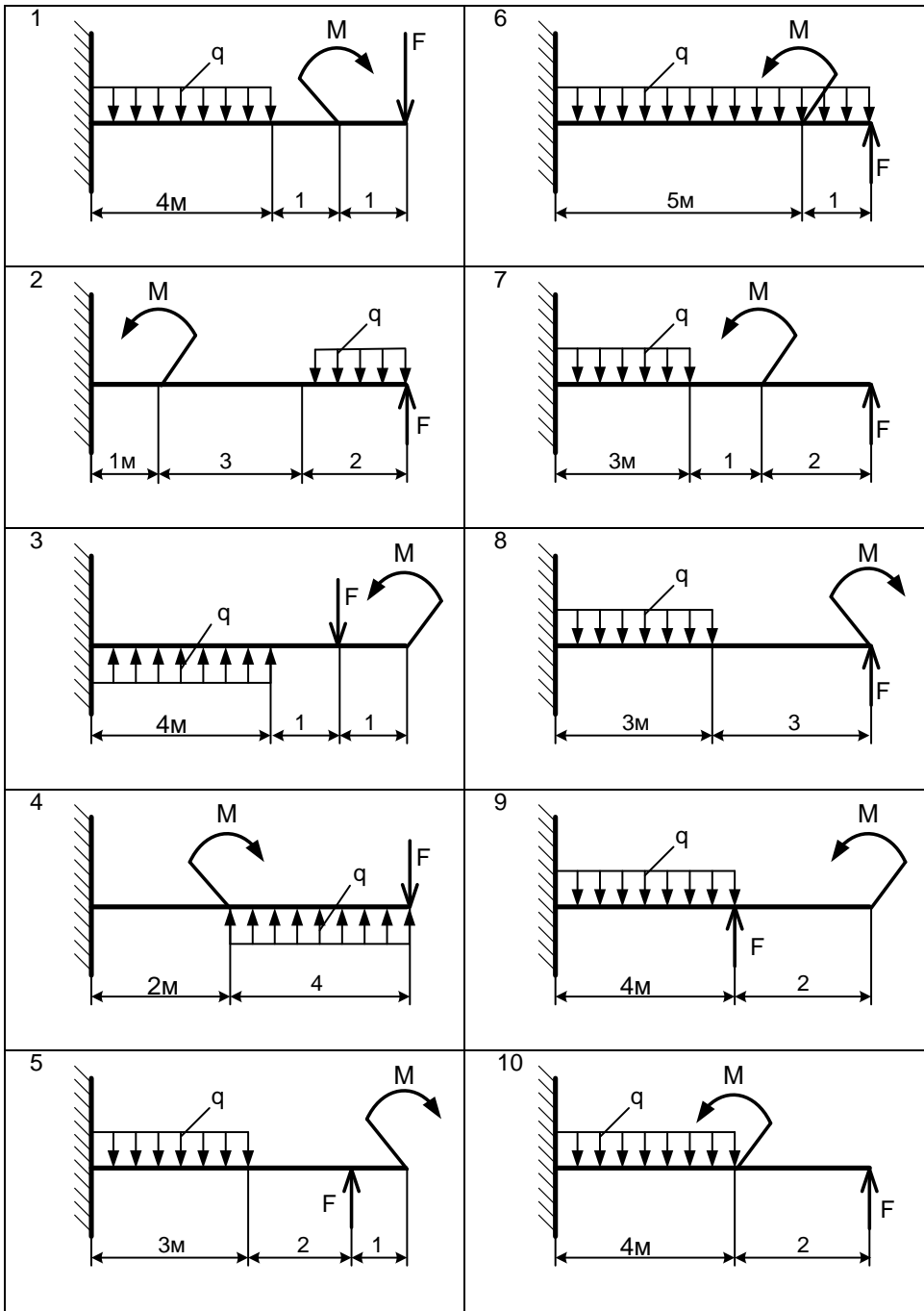
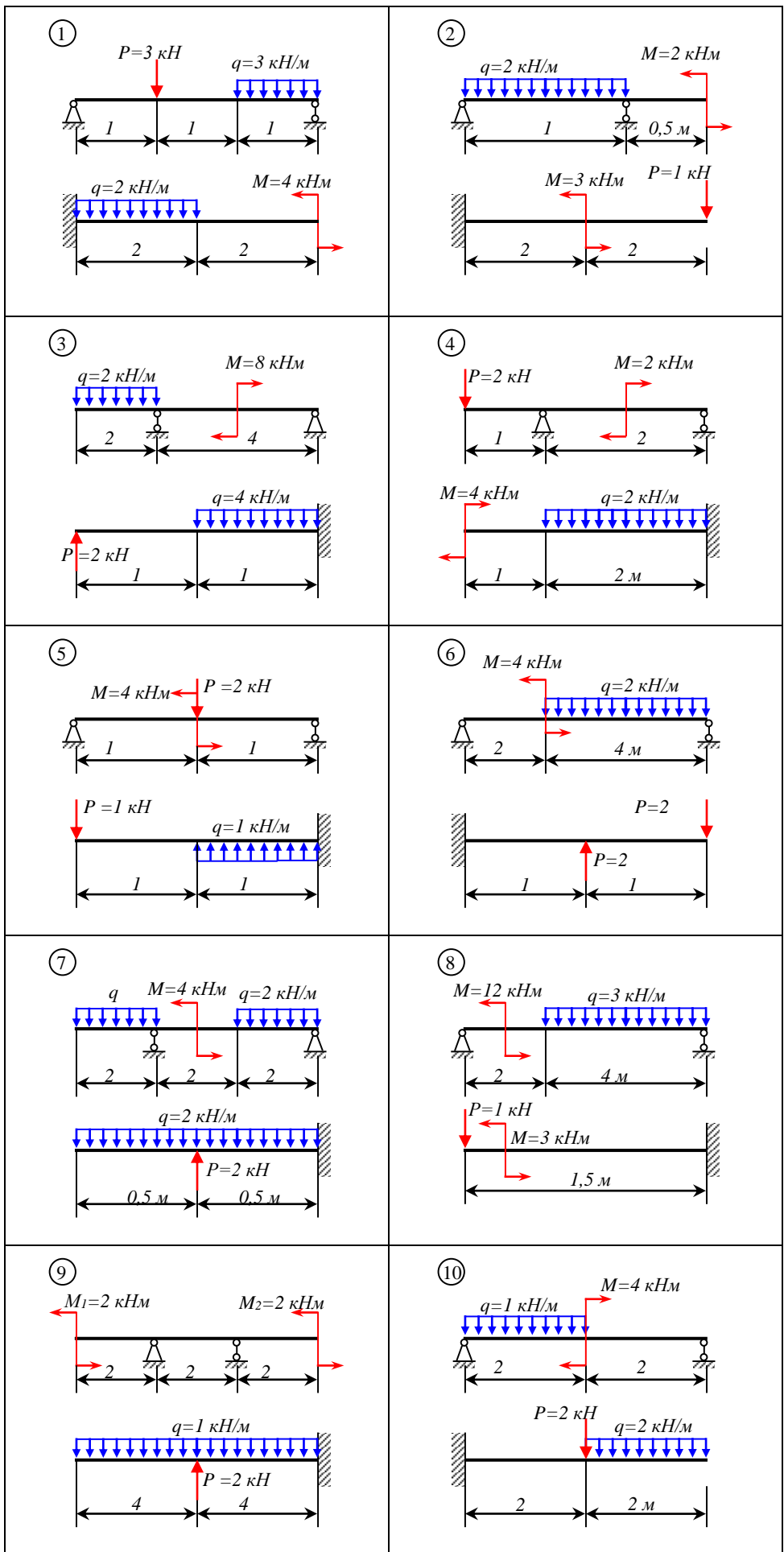
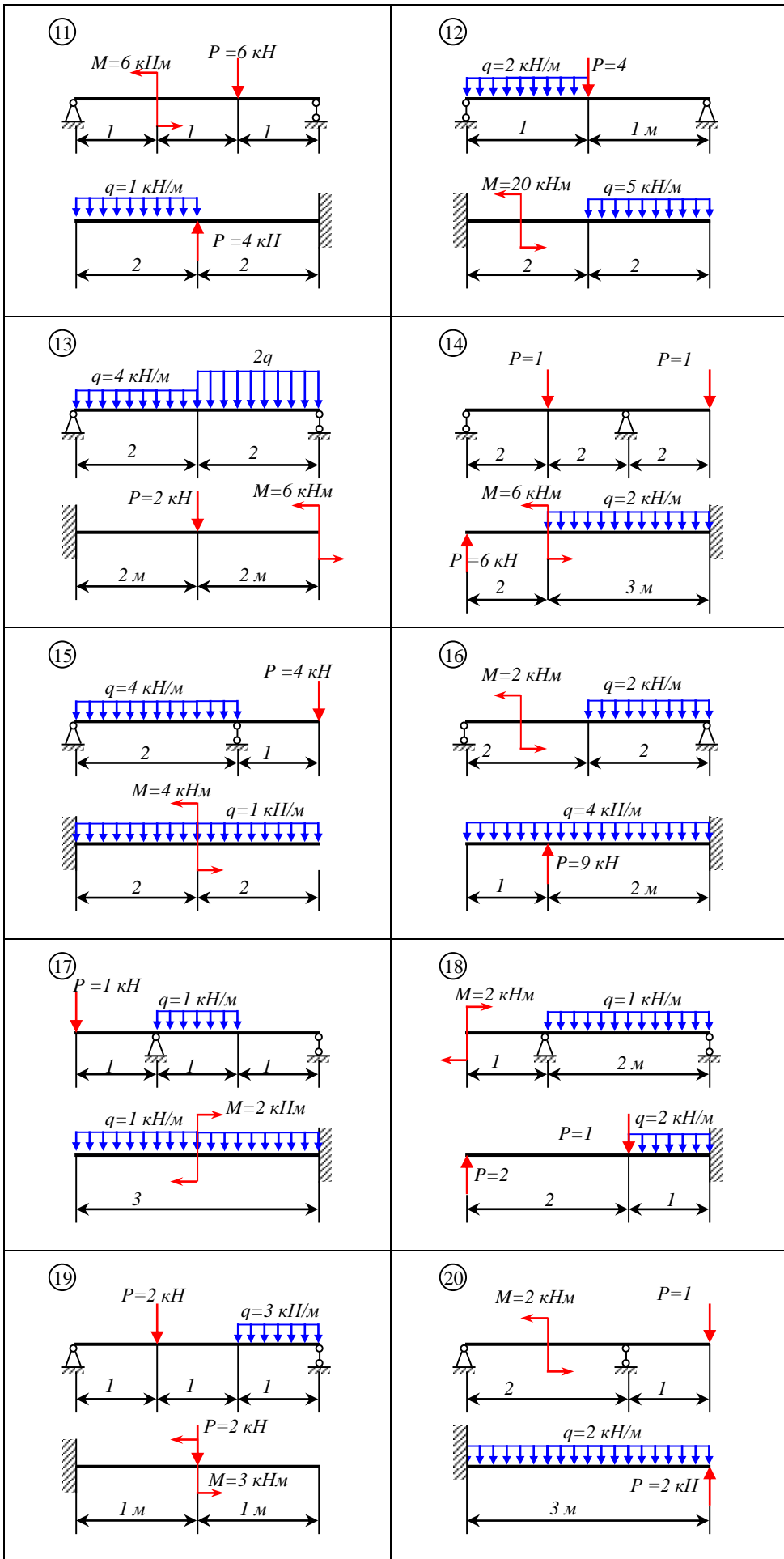


Рис. 8 - Схема задачи

Задача 3. Определить реакции опор балки (рисунок 9).





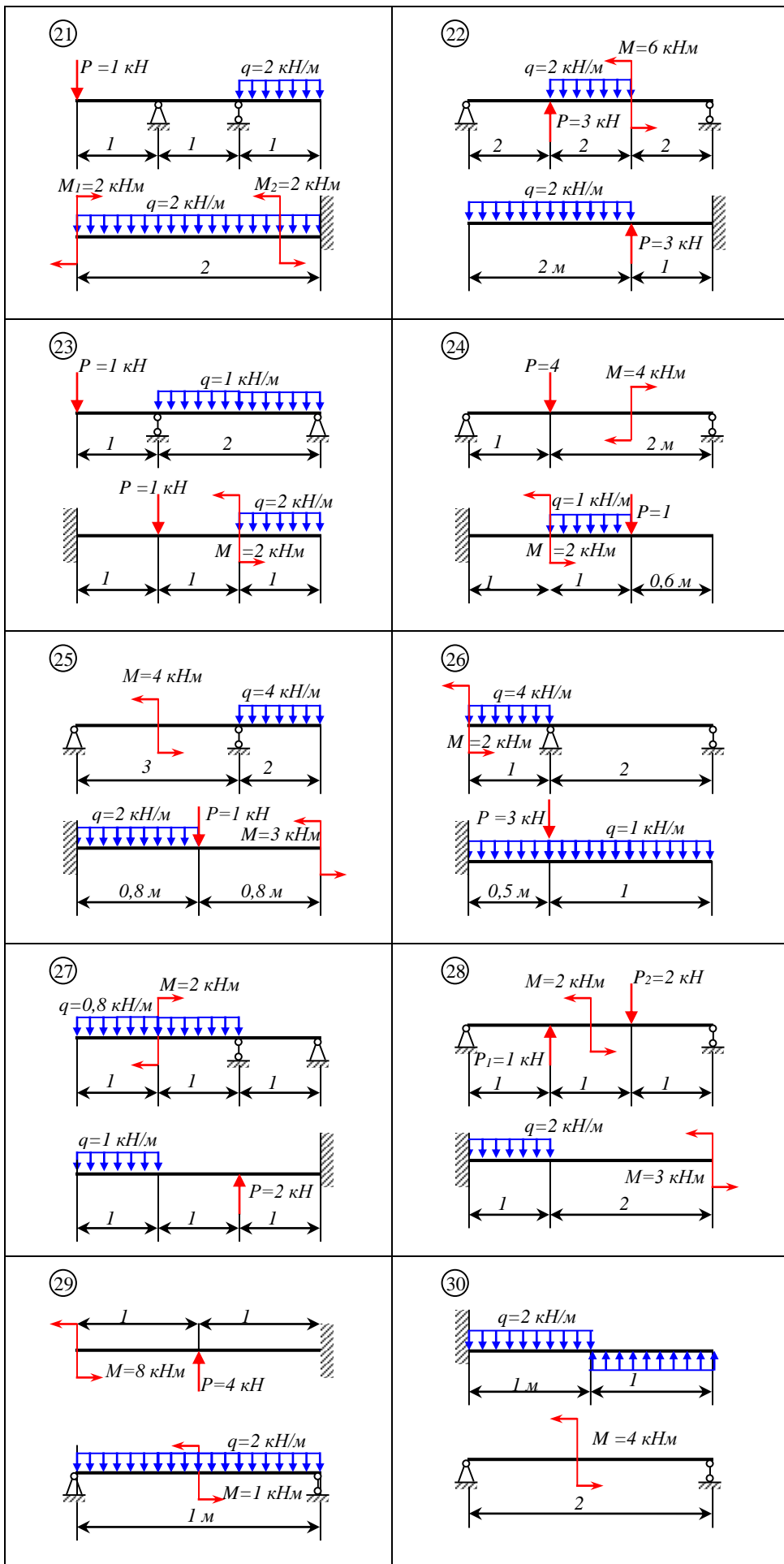


Рис. 9 - Схема задачи

Практическое занятие 4

Выполнение расчетов на прочность при растяжении и сжатии

Цель: научиться выполнять расчеты на прочность при растяжении и сжатии

Необходимые формулы

Нормально напряжение

$$\sigma = \frac{N}{A'}$$

где N- продольная сила; A- площадь поперечного сечения.

Удлинение (укорочение) бруса

$$\Delta l = \frac{Nl}{AE} \quad \text{или} \quad \Delta l = \frac{\sigma l}{E}$$

E-модуль упругости; l- начальная длина стержня.

Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{[s]}$$

[s]-допускаемые запасы прочности.

Условие прочности при растяжении и сжатии:

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma]$$

Примеры расчётов на прочность и сжатие

Пример 1: Груз закреплён на стержнях и находится в равновесии (рисунок 6.1). Материал стержней – сталь, допускаемое напряжение 160 МПа. Вес груза 100кН. Длина стержней: первого – 2м, второго – 1м. Определить размеры поперечного сечения и удлинение стержней. Форма поперечного сечения – круг.

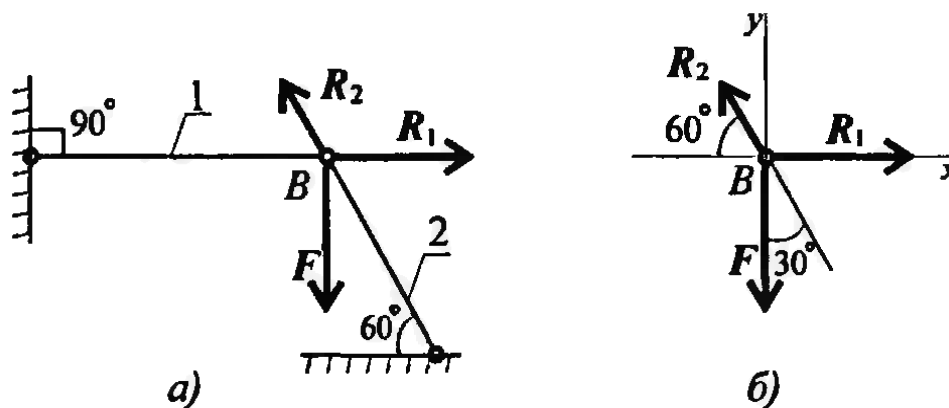


Рисунок 6.1

Решение:

1. Определить нагрузку на стержни. Рассмотрим равновесие точки В, определим реакции стержней. По пятой аксиоме статики (закон действия и противодействия) реакция стержня численно равна нагрузке на стержень.

Наносим реакции связей, действующих в точке В. Освобождаем точку В от связей. (рисунок 6.1)

Выбираем систему координат так, чтобы одна из осей координат совпадала с неизвестной силой. (рисунок 6.1. б)

Составим систему уравнений равновесия для точки В:

$$\sum F_x = -R_2 \cos 60^\circ + R_1 = 0;$$

$$\sum F_y = R_2 \cos 30^\circ - F = 0;$$

Решим систему уравнений и определяем реакции стержней.

$$R_2 = \frac{F}{\cos 30^\circ}; \quad R_2 = \frac{100}{0,866} = 115,5 \text{ кН}$$

$$R_1 = R_2 \cos 60^\circ; R_1 = 115,5 * 0,5 = 57$$

Направление реакций выбрано

Нагрузки на стержни: $F_1=57,4\text{kH}$;

2. Определяем потребную площадь

стержней из условий прочности.

Условие прочности на сжатие:

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma]$$

откуда $A \geq \frac{N}{[\sigma]}$

Стержень 1 ($N_1=F_1$)

$$A_1 \geq \frac{57,4 * 10^3}{160} = 358,75\text{мм}^2$$

Для круга

$$A = \pi R^2; R = \sqrt{\frac{A}{\pi}}; R_1 \geq \sqrt{\frac{358,75}{3,14}} = 10,68 \text{ мм}; d_1 = 21,3 \text{ мм}.$$

Стержень 2 ($N_2=F_2$)

$$A_2 \geq \frac{115,5 * 10^3}{160} = 722\text{мм}^2; R_2 \geq \sqrt{\frac{722}{3,14}} = 15,2 \text{ мм}; d_2 = 30,4 \text{ мм}$$

Полученные диаметры округляем: $d_1=25\text{мм}$, $d_2=32\text{мм}$.

3. Определяем удлинение стержней

$$\Delta l = \frac{Nl}{AE}$$

Укорочение стержня 1:

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}; A_1 = \frac{3,14 * 25^2}{4} = 490\text{мм}^2;$$

$$\Delta l_1 = \frac{57,4 * 10^3 * 2 * 10^3}{2 * 10^5 * 490} = 1,17\text{мм}.$$

Укорочение стержня 2:

$$A_2 = \frac{3,14 * 32^2}{4} = 804\text{мм}^2;$$

$$\Delta l_2 = \frac{115,5 * 10^3 * 1 * 10^3}{2 * 10^5 * 804} = 0,72\text{мм}.$$

Пример 2: Однородная жесткая плита с силой тяжести 10kH , нагруженная силой $F=4,5\text{kH}$ и моментом $m=3 \text{ кН*м}$, оперта в точке А и подвешена на стержень ВС (рисунок 6.2). Подобрать сечение стержня в виде швеллера и определить его удлинение, если длина стержня 1м , материал – сталь, предел текучести 570 МПа , запас прочности для материала $1,5$.

Решение:

1. Определить усилие в стержне под действием внешних сил.

Система находится в равновесии, можно использовать уравнение равновесия для плиты: $\sum m_a = 0$

R_B – реакция стержня, реакции шарнира А не рассматриваем.

$$\sum m_A = m + G * 5 - R_B * 7 + F * 10 = 0$$

$$R_B = m + G * 5 + F * 10$$

$$\text{Откуда } R_B = \frac{3+10*5+4,5*10}{7} = 14 \text{ кН}$$

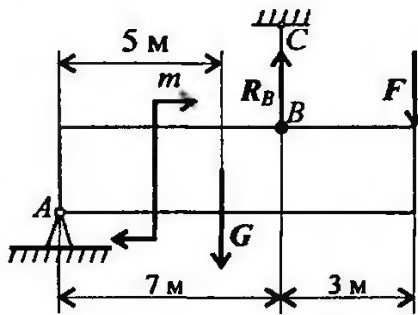
По третьему закону динамики реакция в стержне равна силе, действующей от стержня на плиту.

Усилие в стержне равно 14 кН .

2. По условию прочности определяем потребную величину площади поперечного сечения:

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma], \text{ откуда } A \geq \frac{N}{[\sigma]}$$

Допускаемое напряжение для материала стержня:



верно. Оба стержня сжаты.

$F_2=115,5\text{kH}$.

поперечного сечения

Рисунок 6.2

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{[s]} = \frac{570}{1,5} = 380 \text{ МПа}$$

$$\text{Следовательно } A \geq \frac{14 \cdot 10^3}{380} = 36,8 \text{ мм}^2 = 0,368 \text{ см}^2.$$

3. Подберём сечение стержня по ГОСТ (Приложение 1)

Минимальная площадь швелера 6,16 см²

Целесообразнее использовать равнополочный уголок №2 (d=3мм), площадь поперечного сечения которого 1,13 см².

4. Определить удлинение стержня

$$\Delta l = \frac{Nl}{AE} \quad E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

$$\Delta l = \frac{14 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 113} = 0,62 \text{ мм}$$

Расчётно-графическая работа

Задание 1: Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса. Определить перемещение свободного конца бруса. Двухступенчатый стальной брус нагружен силами F₁, F₂, F₃. Площадь поперечного сечения A₁ и A₂.

Принять E = 2 · 10⁵ МПа

| Параметр | Вариант | | | | | | | | | |
|----------------------------------|---------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| F ₁ , кН | 20 | 26 | 20 | 17 | 16 | 10 | 26 | 40 | 14 | 28 |
| F ₂ , кН | 10 | 20 | 8 | 13 | 25 | 12 | 9 | 55 | 16 | 14 |
| F ₃ , кН | 5 | 10 | 4 | 8 | 28 | 13 | 3 | 24 | 10 | 5 |
| A ₁ , см ² | 1,8 | 1,6 | 1,0 | 2,0 | 1,2 | 0,9 | 1,9 | 2,8 | 2,1 | 1,9 |
| A ₂ , см ² | 3,2 | 2,4 | 1,5 | 2,5 | 2,8 | 1,7 | 2,6 | 3,4 | 2,9 | 2,4 |
| a, м | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,4 | 0,3 | 0,2 | 0,5 | 0,6 |

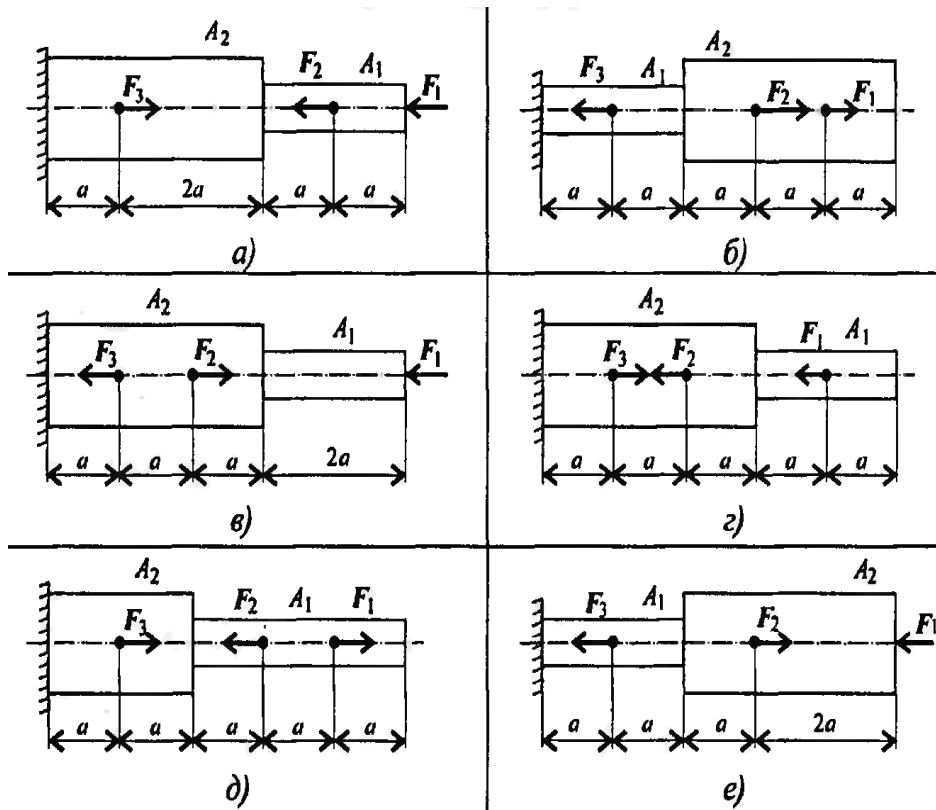


Рисунок 6.3

Задание 2: Балка АВ, на которую действуют указанные нагрузки, удерживается в равновесии тягой ВС. Определить размеры поперечного сечения тяги для двух случаев: 1) сечение – круг; 2) сечение – уголок равнополочный. Принять $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$. Собственный вес конструкции не учитывать.

| Параметр | Вариант | | | | | | | | | |
|------------------------------|---------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| $F, \text{ кН}$ | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 |
| $m, \text{ кН}\cdot\text{м}$ | 100 | 110 | 120 | 130 | 140 | 150 | 160 | 170 | 180 | 190 |
| $q, \text{ кН/м}$ | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 |

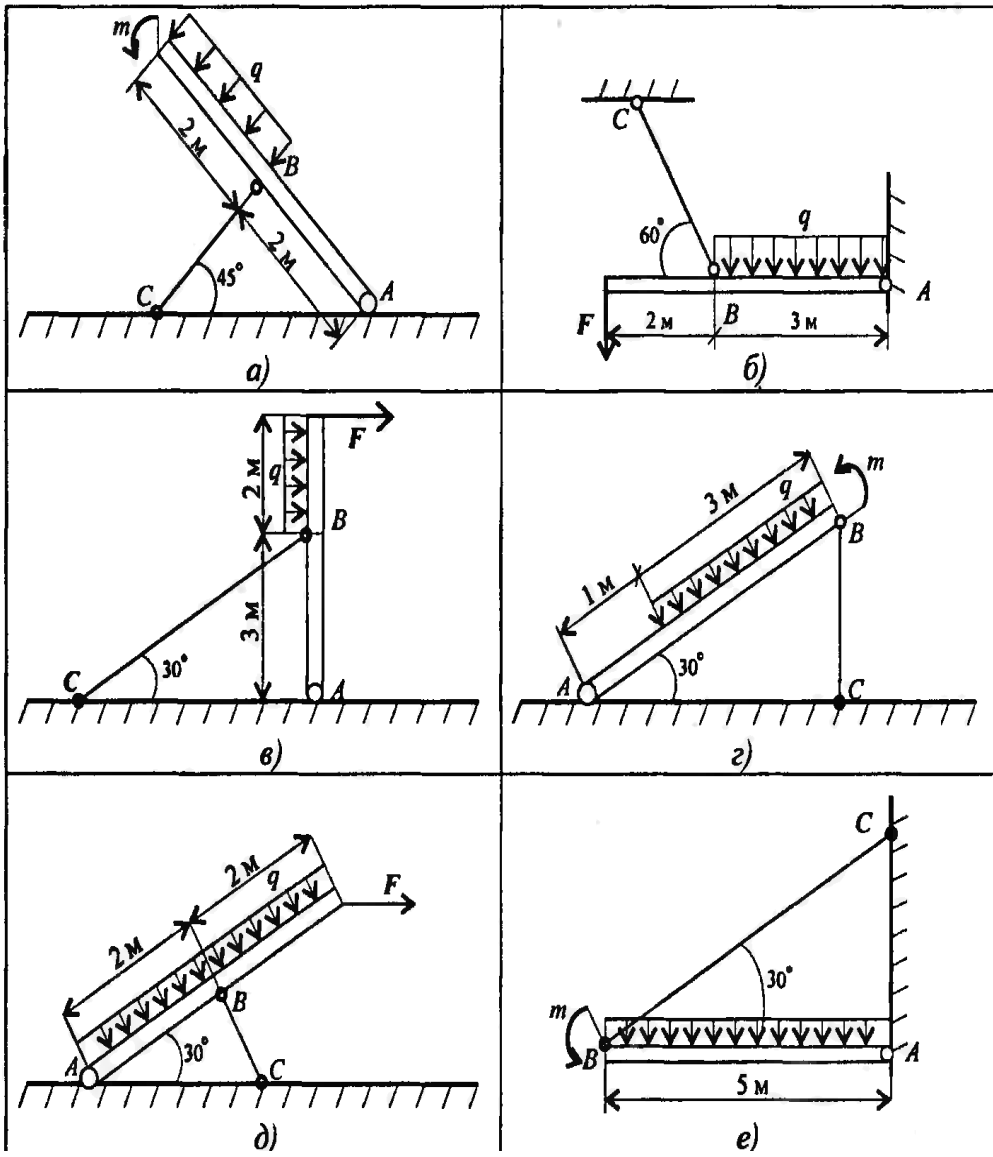


Рисунок 6.4

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №5

Определение диаметра вала из условия прочности при кручении

Цель: Освоить определение величины крутящих моментов и построение их эпюр, а также расчет на прочность и жесткость вала.

Время проведения занятия: 2 часа.

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ

1.1. Внутренние силы при кручении

Деформация кручения имеет место при действии на брус уравновешенной системы пар сил,

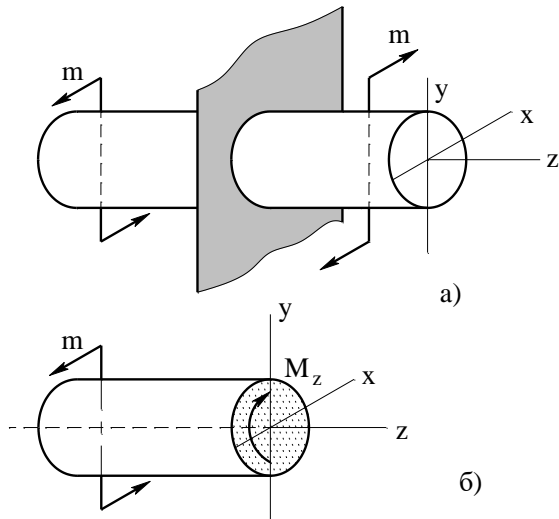


Рис. 1.

расположенных в плоскостях, перпендикулярных продольной оси бруса, рис. 1, а.

Брус, работающий на кручение, называют **валом**. В поперечных сечениях вала, действует только один внутренний силовой фактор – крутящий момент M_z , рис. 1, б.

Рассмотрим порядок определения величины крутящего момента M_z :

- Вал разбивают на участки, границами которых являются сечения, где приложены скручивающие моменты и сечения, где изменяется диаметр.

- В пределах каждого участка используют метод сечений: разрезают вал поперечным сечением; отбрасывают одну из частей вала (желательно ту, к которой приложено больше скручивающих моментов или моменты, величина которых неизвестна).

- Пользуясь соответствующими правилами, определяют величину крутящих моментов.

I правило: величина крутящего момента M_z в произвольном сечении вала численно равна алгебраической сумме внешних скручивающих моментов, приложенных к оставшейся части вала.

$$M_z = \sum m_z^{ост}$$

II правило (правило знаков): если внешний скручивающий момент представляется направленным по часовой стрелке при взгляде на поперечное сечение со стороны оставшейся части, то его следует взять со знаком «плюс», а если против часовой стрелки, то со знаком «минус» (рис. 2).

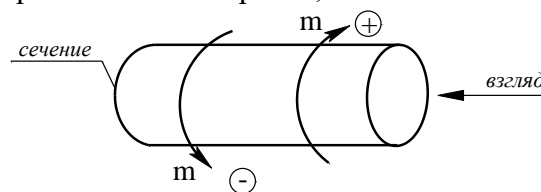


Рис. 2.

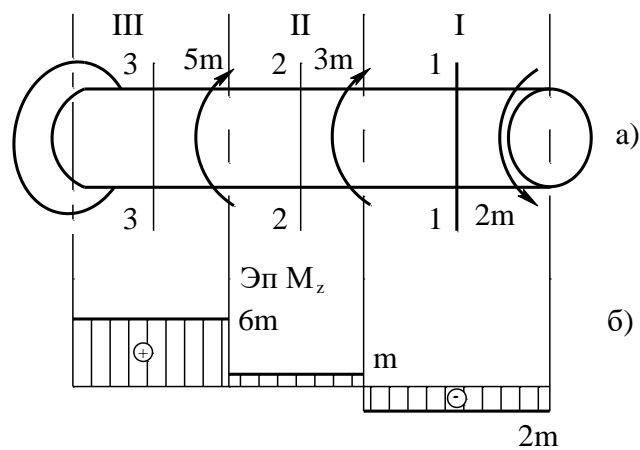
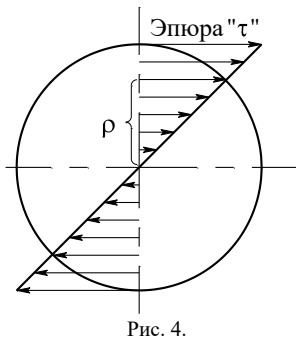


Рис. 3.

Порядок построения эпюры « M_z ».

- Проводят ось эпюры непосредственно под расчетной схемой (рис. 3, б).
- В пределах каждого участка откладывают значения « M_z » в выбранном масштабе: положительные – вверх, отрицательные – вниз (рис. 3, б).
- Через концы полученных отрезков проводят прямые, параллельные оси эпюры.
- Штрихуют эпюру линиями, перпендикулярными оси эпюры (вала), т.к. каждая линия штриховки имеет определенный физический смысл: в выбранном масштабе она соответствует значению крутящего момента в данном сечении (рис. 3, б).

Указывают на эпюре значения « M_z » в пределах каждого участка.

На большем поле эпюры крутящих моментов один раз сверху от оси указывают знак «плюс», снизу – знак «минус».

Над эпюрой выполняют надпись: *Эп. « M_z » (кН·м).*

Рассмотрим вышеизложенное на примере.

Определим величину крутящих моментов в поперечных сечениях вала, представленного на рис. 3, а.

- Разбиваем вал на три участка.
- Определяем крутящие моменты в поперечных сечениях участков вала:

$$M_{1z} = -2m; \quad M_{2z} = -2m + 3m = m; \\ M_{3z} = -2m + 3m + 5m = 6m.$$

- В данном примере мы отбрасываем во всех случаях левую часть вала, т. к. к ней приложен неизвестный реактивный момент (реакция заделки) (рис. 3, а).

Правила контроля правильности построения эпюры « M_z ».

1. В пределах каждого участка эпюра « M_z ». изображается прямой, параллельной оси эпюры.
2. В сечениях вала, в которых приложены внешние скручивающие моменты на эпюре, имеются скачки, величина которых соответствует величине приложенного скручивающего момента.

Например: в сечении, где приложен момент $3m$, величина скачка равна $3m$ ($2m + m$).

1.2. Напряжения в поперечных сечениях вала

Крутящему моменту соответствуют касательные напряжения τ , которые распределяются по линейному закону вдоль диаметра, рис. 4. Величина касательных напряжений в любой точке поперечного сечения может быть определена по формуле:

$$\tau = \frac{M_z}{I_\rho} \cdot \rho, \quad (1)$$

где M_z – крутящий момент;

I_ρ – полярный момент инерции.

Для круглого сечения полярный момент инерции равен:

$$I_\rho = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \approx 0,1d^4, \quad (2)$$

где d – диаметр круглого сечения;

ρ – расстояние от центра круга (полюса) до точки, в которой определяется напряжение.

Для кольцевого сечения (рис. 6):

$$I_{\rho} = \frac{\pi \cdot D^4}{32} (1 - c^4) \approx 0,1D^4(1 - c^4) . \quad (3)$$

Из формулы (1) следует, что касательное напряжение в центре сечения равно нулю, а максимальные по величине напряжения действуют в точках контура сечения (так называемые «опасные точки»), т. е. при $\rho = \frac{d}{2}$. Величина этих напряжений может быть определена по формуле:

$$\tau_{max} = \frac{M_z}{W_{\rho}} , \quad (4)$$

где W_{ρ} – полярный момент сопротивления.

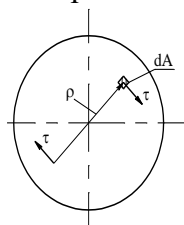


Рис. 5.

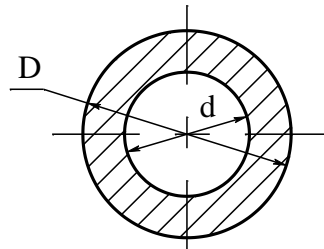


Рис. 6.

Для круглого сечения:

$$W_{\rho} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2 \cdot d^3 . \quad (5)$$

Для кольцевого сечения:

$$W_{\rho} = \frac{\pi \cdot D^3}{16} (1 - c^4) \approx 0,2 \cdot D^3 (1 - c^4) , \quad (6)$$

где D – внешний диаметр кольца; c – отношение диаметров: $c = \frac{d}{D}$.

Направление касательного напряжения в каждой точке сечения перпендикулярно радиусу (рис. 5).

Выражение крутящего момента через напряжения:

$$M_z = \int_A \rho \cdot \tau \cdot dA , \quad (7)$$

отражает его физический смысл: крутящий момент – есть момент результирующий пары внутренних касательных сил упругости, действующих в поперечном сечении вала.

1.3. Расчет на прочность

Прочность бруса, работающего на кручение, считается обеспеченной, если наибольшие касательные напряжения, возникающие в его опасном сечении, не превышают величины допускаемого напряжения.

Для вала постоянного диаметра опасным является участок, в котором действует наибольший крутящий момент. Для вала, представленного на рис. 3, опасным является третий участок.

Для ступенчатого вала, опасным считают участок вала, в поперечных сечениях которого действуют наибольшие по величине касательные напряжения.

Условие прочности при кручении имеет вид:

$$\tau_{max} = \frac{M_z}{W_{\rho}} \leq [\tau] , \quad (8)$$

где τ_{max} – максимальное напряжение в опасном сечении вала;

M_z – крутящий момент;

W_{ρ} – полярный момент сопротивления поперечного сечения вала;

$[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение; для пластичных материалов принимают равным $[\tau] \approx (0,55 \div 0,60) [\sigma]$.

Различают три вида расчетов на прочность: проверочный, проектный и определение допускаемой нагрузки.

1.3.1. Проверочный расчет

Осуществляется по условию (8). Расчет производится с целью оценки прочности вала под действием заданной нагрузки.

Порядок расчета

- Разбивают вал на участки.
- Определяют величину крутящих моментов в поперечных сечениях участков вала и строят их эпюру.
- Определяют полярные моменты сопротивления поперечных сечений вала по формулам (5) или (6) в зависимости от формы сечения.
- Определяют максимальные касательные напряжения в поперечных сечениях на каждом участке по формуле (4) и строят их эпюру.
- Делают вывод о прочности, согласно условию (8), то есть сравнивают величину наибольшего касательного напряжения τ_{max} с величиной допускаемого напряжения $[\tau]$. Прочность вала обеспечивается, если максимальное касательное напряжение, возникающее в опасном сечении вала, не превышает величины допускаемого напряжения. Допускается перенапряжение в пределах 5%.

1.3.2. Проектный расчет

Осуществляется по условию:

$$W_p = \frac{M_z}{[\tau]}, \quad (9)$$

где $M_z = /M_z/_{max}$, значение его берем из эпюры « M_z »;
 $[\tau]$ – допускаемое напряжение;
 W_p – полярный момент сопротивления.

Порядок расчета

- Разбивают вал на участки.
- Определяют величину крутящих моментов в поперечных сечениях участков вала и строят их эпюру.
- Выясняют опасные участки вала, это участки, в поперечных сечениях которых действуют наибольшие по абсолютной величине крутящие моменты.
- Определяют требуемые моменты сопротивления поперечных сечений вала по формуле (9).
- Определяют диаметры поперечных сечений вала.

Для круглого сечения по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{W_p}{0,2}}. \quad (10)$$

Для кольцевого сечения:

$$D = \sqrt[3]{\frac{W_p}{0,2(1 - c^4)}}, \quad (11)$$

где D – наружный диаметр кольца;

$$c = \frac{d}{D};$$

d – внутренний диаметр кольца.

Полученное значение диаметра следует округлить до ближайшего большего четного числа или числа, оканчивающегося на 5.

1.3.3. Определение допускаемой нагрузки

Известна расчетная схема вала, его поперечные размеры, допускаемое напряжение.

Требуется определить величину допускаемой нагрузки.

Порядок расчета

- Разбивают вал на участки.
- Записывают выражения для крутящих моментов на участках вала.
- Строят эпюру крутящих моментов.
- Определяют полярные моменты сопротивления поперечных сечений вала.
- Определяют наибольшие крутящие моменты на участках вала по формуле:

$$M_z = W_p [\tau]. \quad (12)$$

- Определяют величину допускаемой нагрузки.

1.4. Деформации при кручении

Характеристикой деформации при кручении является угол закручивания φ (рис. 7) - это угол, на который поперечное сечение поворачивается по отношению к своему первоначальному положению. В пределах упругих деформаций угол закручивания связан с крутящим моментом линейной зависимостью:

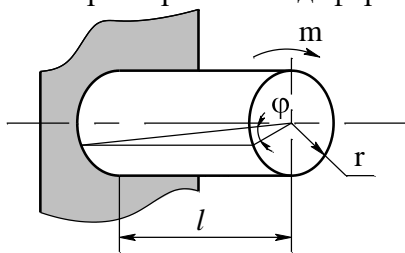


Рис. 7.

$$\varphi = \frac{M_z \cdot l}{I_\rho \cdot G}, \quad (13)$$

где M_z – крутящий момент;

l – длина участка вала (расстояние между сечениями,

относительный (взаимный) угол поворота которых определяется);

I_ρ – полярный момент инерции;

G – модуль сдвига.

Для определения угла поворота α , заданного сечения вала необходимо определить углы закручивания φ участков вала, расположенных между заземленным и рассматриваемым сечением и найти их алгебраическую сумму. Например угол поворота сечения $A-A$ вала, представленного на рис. 9, равен:

$$\alpha_{A-A} = \varphi_3 + \varphi_4.$$

Мерой жесткости при кручении является относительный угол закручивания θ (угол закручивания на единицу длины вала).

Следует отметить, что в отличие от допускаемого напряжения, зависящего в первую очередь от материала вала, допускаемый угол закручивания зависит от назначения вала.

Значения допускаемых углов закручивания, встречающихся в различных отраслях машиностроения, весьма разнообразны; наиболее распространены значения $[\theta_0] = (4,38 \dots 17,5) \cdot 10^{-3} \text{ рад/м} = 0,25 \dots 1,0 \text{ град/м}$.

Условие жесткости при кручении имеет вид:

$$\theta = \frac{M_z}{GJ_\rho} \leq [\theta_0]. \quad (14)$$

При проектном расчете отсюда определяют требуемое значение I_ρ , а затем из формул (2) и (3) вычисляют диаметр вала. Из двух значений диаметров вала, определенных из расчетов на прочность и жесткость, в качестве окончательного (исполнительного размера) должен быть, принят больший.

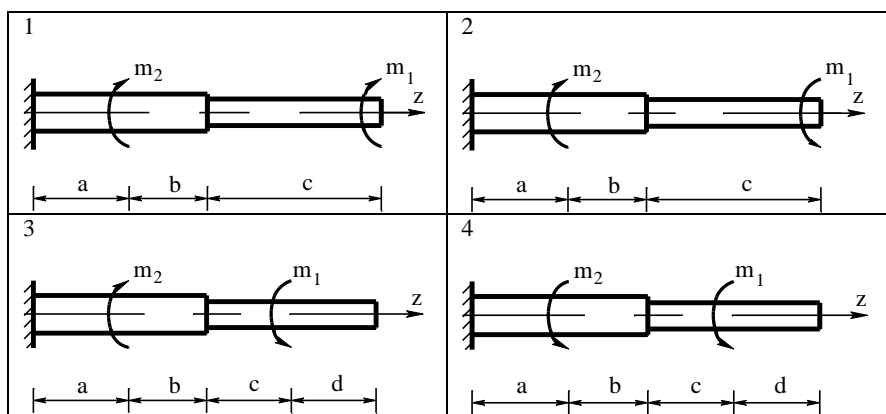
2. ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ

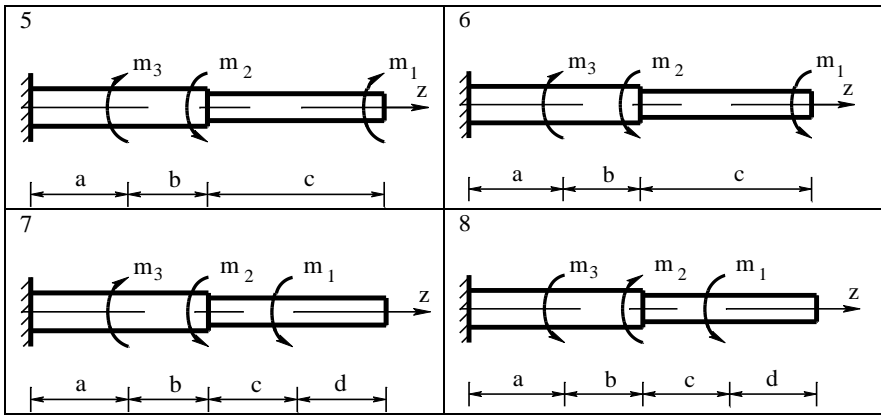
Для заданной расчетной схемы вала (табл.1) требуется:

1. Построить эпюру крутящих моментов.
2. Определить поперечные размеры вала.
3. Проверить жесткость вала.

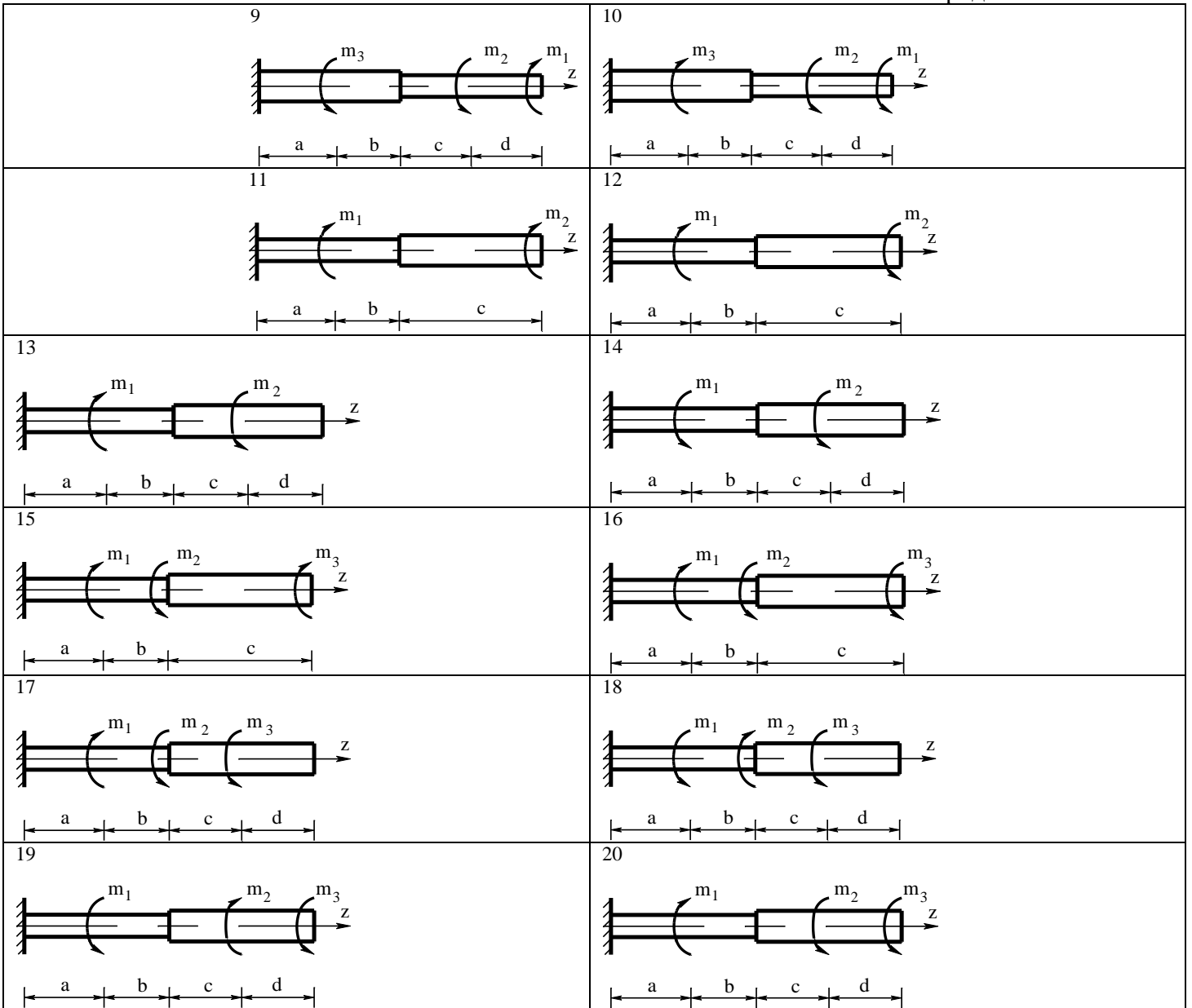
Исходные данные взять из табл. 2.

Таблица 1

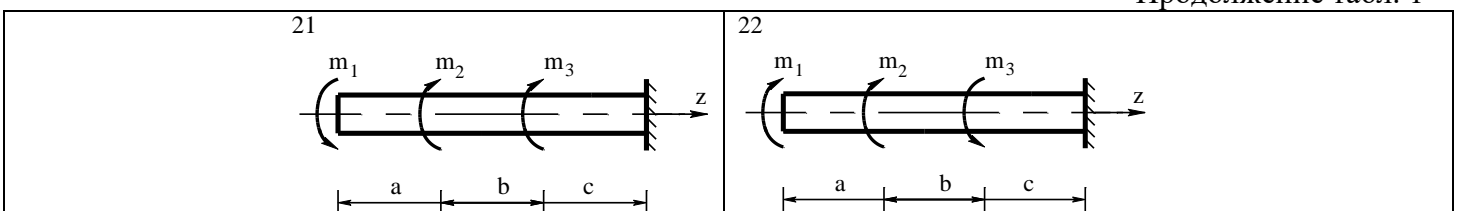




Продолжение табл. 1



Продолжение табл. 1



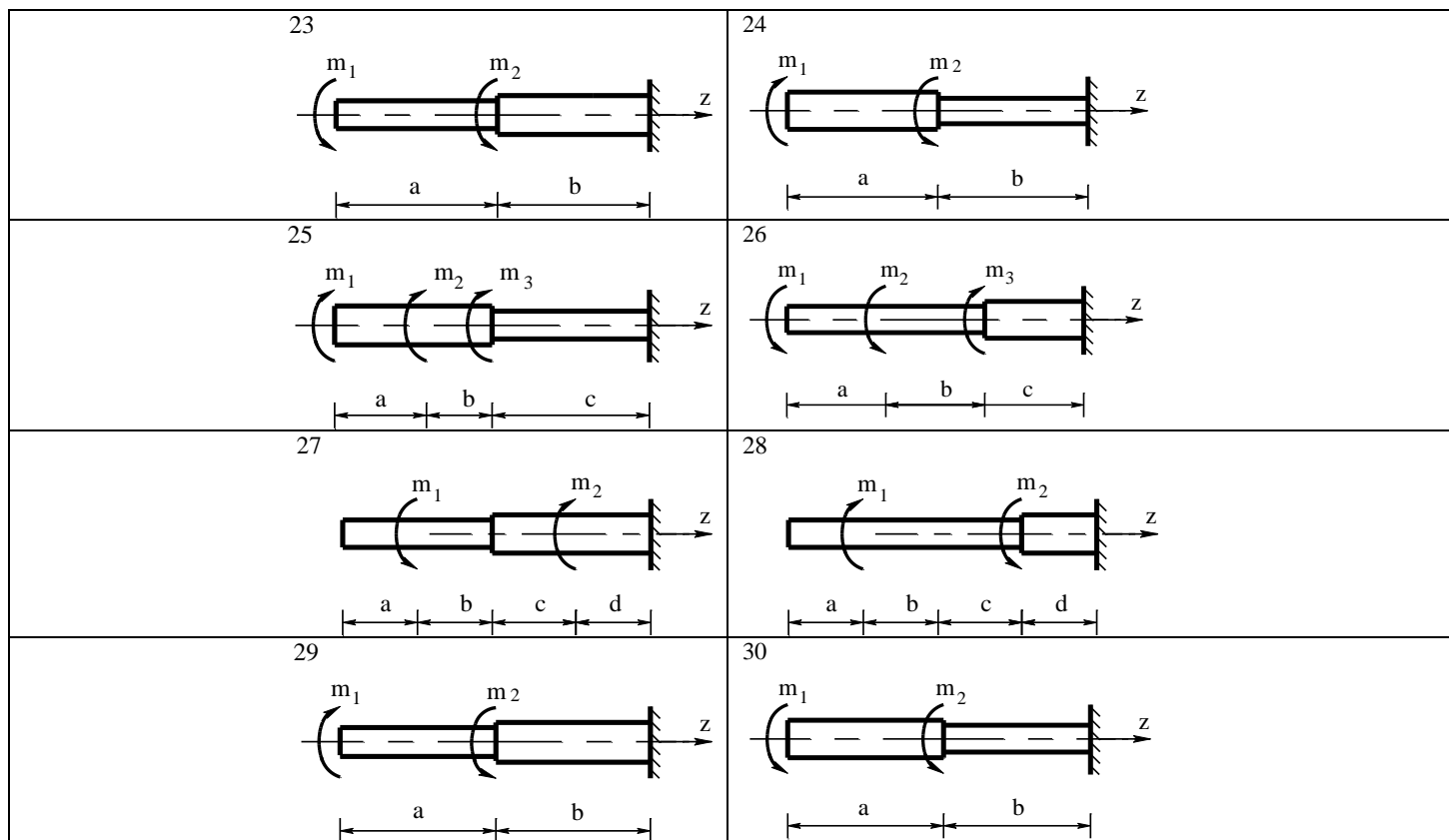


Таблица 2

| Вариант № | m ₁ | m ₂ | m ₃ | a | b | c | [τ] |
|-----------|----------------|----------------|----------------|-----|-----|-----|-----|
| | | | | | | | МПа |
| | кН · м | | | м | | | |
| 1 | 0,1 | 0,4 | 0,2 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 35 |
| 2 | 0,2 | 0,3 | 0,2 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 40 |
| 3 | 0,3 | 0,2 | 0,3 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 50 |
| 4 | 0,4 | 0,3 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,3 | 50 |
| 5 | 0,2 | 0,4 | 0,2 | 0,2 | 0,3 | 0,2 | 60 |

Продолжение табл. 2

| Вариант № | m ₁ | m ₂ | m ₃ | a | b | c | [τ] |
|-----------|----------------|----------------|----------------|-----|-----|-----|-----|
| 6 | 0,3 | 0,2 | 0,6 | 0,3 | 0,4 | 0,3 | 80 |
| 7 | 0,2 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,4 | 70 |
| 8 | 0,3 | 0,1 | 0,5 | 0,3 | 0,4 | 0,3 | 60 |
| 9 | 0,1 | 0,5 | 0,3 | 0,2 | 0,1 | 0,3 | 40 |
| 10 | 0,2 | 0,8 | 0,4 | 0,3 | 0,2 | 0,3 | 50 |

Примечание: модуль сдвига $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

Пример № 1

Таблица 3

Исходные данные

| m ₁ | m ₂ | m ₃ | a | b | c | d | [τ] | G |
|----------------|----------------|----------------|-----|-----|-----|-----|-----|----------------|
| кН · м | | | м | | | | [τ] | МПа |
| 1 | 0,4 | 0,5 | 0,5 | 0,3 | 0,2 | 0,1 | 60 | $8 \cdot 10^4$ |

Для заданной расчетной схемы вала требуется (рис. 8) построить: эпюру крутящих моментов, определить поперечные размеры вала; проверить жесткость вала. Исходные данные взять из табл. 3.

Решение

1. Разбиваем вал на четыре участка. Границами участков являются сечения, в которых действуют внешние моменты и сечения, где изменяется диаметр вала.

2. Определяем крутящие моменты в поперечных сечениях каждого участка вала и строим их эпюру.

$$\begin{aligned} M_{z1} &= m_3 = 0,5 (\text{кН}\cdot\text{м}); \\ M_{z2} &= m_3 - m_1 = 0,5 - 1 = -0,5; \\ M_{z3} &= m_3 - m_1 = 0,5 - 1 = -0,5; \\ M_{z4} &= m_3 - m_1 - m_2 = 0,5 - 1 - 0,4 = -0,9 (\text{кН}\cdot\text{м}). \end{aligned}$$

Опасными участками вала являются I и IV участки:

3. Определяем требуемые полярные моменты сопротивления обеих ступеней вала:

$$W_{\rho} = \frac{\max |M_z|}{[\tau]}.$$

$$W_{\rho 1,2} = \frac{0,5 \cdot 10^6}{60} = 8,33 \cdot 10^3 \text{ мм}^3,$$

$$W_{\rho 3,4} = \frac{0,9 \cdot 10^6}{60} = 15 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

4. Определяем требуемые поперечные размеры вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{W_{\rho}}{0,2}},$$

$$d_{1,2} = \sqrt[3]{\frac{8,33 \cdot 10^3}{0,2} \cdot 10^3} = 10 \cdot \sqrt[3]{41,66} = 34,6 \approx 35 \text{ мм},$$

$$d_{3,4} = \sqrt[3]{\frac{15 \cdot 10^3}{0,2} \cdot 10^3} = 10 \cdot \sqrt[3]{75} = 42 \text{ мм}.$$

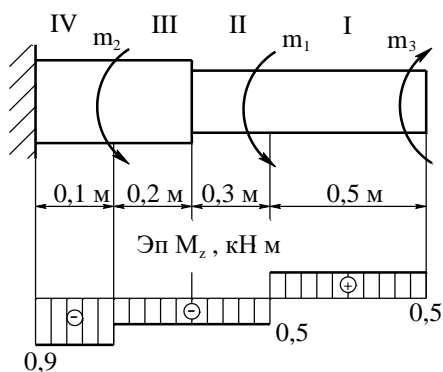


Рис. 8.

5. Определяем полярные моменты инерции поперечных сечений вала:

$$I_{\rho} = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1 d^4,$$

$$I_{\rho 1,2} = 0,1 \cdot 35^4 = 150 \cdot 10^3 \text{ мм}^4,$$

$$I_{\rho 3,4} = 0,1 \cdot 42^4 = 311 \cdot 10^3 \text{ мм}^4.$$

6. Проверяем жесткость вала:

6.1. Определяем наибольший относительный угол закручивания:

$$\theta = \frac{|M_z|}{G \cdot I_{\rho}},$$

$$\theta_1 = \frac{0,5 \cdot 10^6 \cdot 10^3 \cdot 180^\circ}{8 \cdot 10^4 \cdot 150 \cdot 10^3 \cdot 3,14} = \frac{5 \cdot 180^\circ}{8 \cdot 15 \cdot 3,14} = 2,4^\circ,$$

$$\theta_2 = \frac{0,9 \cdot 10^6 \cdot 10^3 \cdot 180^\circ}{8 \cdot 10^4 \cdot 311 \cdot 10^3 \cdot 3,14} = \frac{90 \cdot 180^\circ}{8 \cdot 311 \cdot 3,14} = 2,1^\circ.$$

6.2. Делаем вывод о жесткости:

$$\theta_{\max} = \theta_1 = 2,4^\circ > 1,5^\circ.$$

Жесткость вала недостаточна.

Пример № 2.

Для заданной расчетной схемы вала требуется (рис. 9): построить эпюры крутящих моментов и касательных напряжений; проверить прочность вала. Определить угол поворота сечения вала, в котором изменяется его диаметр. Исходные данные взять из табл.4.

Таблица 4

Исходные данные

| m_1 | m_2 | m_3 | a | b | c | $[\tau]$ | G | d_1 | D_2 |
|-------|-------|-------|---|---|---|----------|---|-------|-------|
|-------|-------|-------|---|---|---|----------|---|-------|-------|

| кН · м | | | М | | | МПа | | см | |
|--------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|----------------|----|---|
| 0,3 | 0,4 | 0,2 | 0,3 | 0,2 | 0,4 | 60 | $8 \cdot 10^4$ | 4 | 5 |

Решение

1. Разбиваем вал на четыре участка.

2. Определяем величины крутящих моментов в поперечных сечениях каждого участка вала:

$$M_z = \sum M_z^{ocm}; M_{z1} = -m_3 = -0,2;$$

$$M_{z2} = -m_3 - m_2 = -0,2 - 0,4 = -0,6;$$

$$M_{z3} = -m_3 - m_2 = -0,2 - 0,4 = -0,6 \text{ (кН·м)};$$

$$M_{z4} = -m_3 - m_2 + m_1 = -0,2 - 0,4 + 0,3 = -0,3.$$

3. Определяем полярные моменты сопротивления поперечных сечений вала:

$$W_\rho = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 d^3,$$

для участков 1 и 2:

$$W_\rho = 0,2 \cdot 5^3 = 2,5 \text{ см}^3,$$

для участков 3 и 4:

$$W_\rho = 0,2 \cdot 4^3 = 12,8 \text{ см}^3.$$

4. Определяем максимальные касательные напряжения в поперечных сечениях вала и строим их эпюру:

$$\tau = \frac{M_z}{W_\rho},$$

где M_z – крутящий момент; его значение берем из эпюры « M_z »:

$$\tau_1 = -\frac{0,2 \cdot 10^6}{25 \cdot 10^3} = -8 \text{ МПа},$$

$$\tau_2 = -\frac{0,6 \cdot 10^6}{25 \cdot 10^3} = -24 \text{ МПа},$$

$$\tau_3 = -\frac{0,6 \cdot 10^6}{12,8 \cdot 10^3} = -46,9 \text{ МПа},$$

$$\tau_4 = -\frac{0,3 \cdot 10^6}{12,8 \cdot 10^3} = -23,4 \text{ МПа}.$$

Опасным является третий участок вала.

5. Вывод о прочности вала: так как $\tau_{max} = 46,9 \text{ МПа} < [\tau] = 55 \text{ МПа}$, то прочность вала обеспечивается.

6. Определяем полярные моменты инерции поперечных сечений 3-го и 4-го участков вала:

$$I_\rho = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1 d^4,$$

$$I_\rho = 0,1 \cdot 4^4 = 25,6 \text{ см}^4.$$

7. Определяем углы закручивания III и IV участков вала:

$$\varphi = \frac{M_z \cdot \lambda}{G \cdot I_\rho},$$

где M_z – крутящий момент;

ℓ – длина участка;

G – модуль сдвига:

$$\varphi_3 = \frac{-0,6 \cdot 10^6 \cdot 0,2 \cdot 10^3}{8 \cdot 10^4 \cdot 25,6 \cdot 10^4} = \frac{-0,6 \cdot 0,2 \cdot 10}{8 \cdot 25,6} = -5,85 \cdot 10^{-3} \text{ рад},$$

$$\varphi_4 = \frac{-0,3 \cdot 10^6 \cdot 0,3 \cdot 10^3}{8 \cdot 10^4 \cdot 25,6 \cdot 10^4} = -4,39 \cdot 10^{-3} \text{ рад}.$$

8. Определяем угол поворота сечения А-А:

$$\alpha_{A-A} = \varphi_3 + \varphi_4 = -(5,85 + 4,39) \cdot 10^{-3} \text{ рад} = -10,24 \cdot 10^{-3} \text{ рад}.$$

$$\alpha_{A-A}^\circ = -10,24 \cdot 10^{-3} \cdot 57^\circ = -0,58^\circ.$$

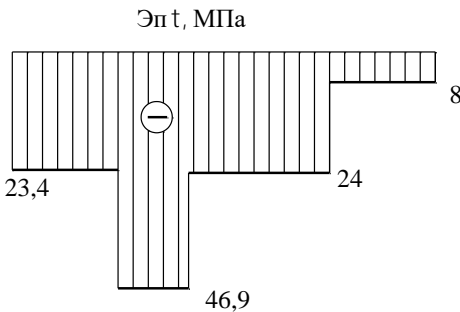
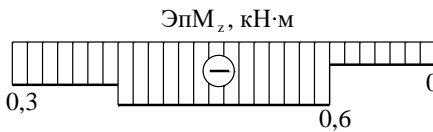
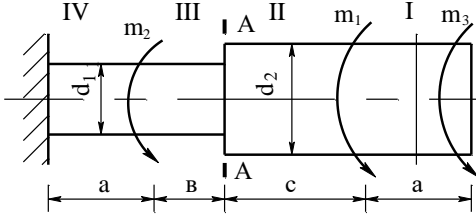


Рис. 9.

Сечение $A-A$ повернется на угол $0,58^\circ$ против часовой стрелки.

2. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое брус? вал?
2. Влияет ли форма поперечного сечения бруса на его прочность и жесткость при кручении?
3. В каких случаях имеет место деформация кручения бруса?
4. Какой внутренний силовой фактор действует в поперечных сечениях вала?
5. Что такое эпюра крутящих моментов?
6. Что является границей участков вала? Приведите пример расчетной схемы вала и разбейте его на участки.
7. Какие пункты метода сечений необходимо использовать, прежде чем определять величину крутящих моментов?
8. Сформулируйте правило для определения величины крутящих моментов и правило знаков.
9. Приведите пример для определения величины крутящих моментов.
10. В какой последовательности строится эпюра крутящих моментов?
11. Каковы правила контроля эпюры « M_z »?
12. Как выполняется штриховка эпюры « M_z »? Поясните ответ.
13. Зависит ли величина крутящих моментов от размеров вала и формы его поперечного сечения?
14. Физический смысл крутящего момента.
15. Зависит ли величина касательного напряжения от длины вала в случае нагружения его сосредоточенными моментами? От формы сечения? От размеров сечения?
16. Какие напряжения действуют в поперечных сечениях вала?
17. В каких единицах измеряется величина напряжения в системе СИ?
18. Формула для определения величины касательного напряжения в любой точке поперечного сечения при кручении?
19. В каких точках поперечного сечения напряжения при кручении равны нулю? В каких точках они максимальны?
20. Как изменится величина наибольшего касательного напряжения, если диаметр вала увеличить вдвое?
21. Какие геометрические характеристики используются в формулах для определения напряжений? Как определяется их величина для круглого сечения, для кольцевого сечения?
22. Какое направление имеют касательные напряжения в точках поперечного сечения при кручении?
23. Условие прочности при кручении.
24. Три типа расчетов на прочность при кручении и порядок их выполнения.
25. В каких случаях прочность вала считается достаточной?
26. Что является характеристикой деформации при кручении. От чего зависит её величина?
27. Формула для определения угла закручивания?
28. При каких деформациях зависимость между крутящим моментом и углом закручивания линейная?
29. Какое свойство материала характеризует модуль сдвига?
30. Как изменится величина угла закручивания, если диаметр вала увеличить вдвое?
31. Что является мерой деформации при кручении?
32. Как определить угол поворота заданного сечения вала?
33. Как определяется величина относительного угла закручивания?
34. Условие жесткости при кручении.

Практическая работа №6

Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.

Задание:

Требуется построить эпюры поперечных сил Q и изгибающих моментов M . Исходные данные выбираются соответственно по номеру варианта.

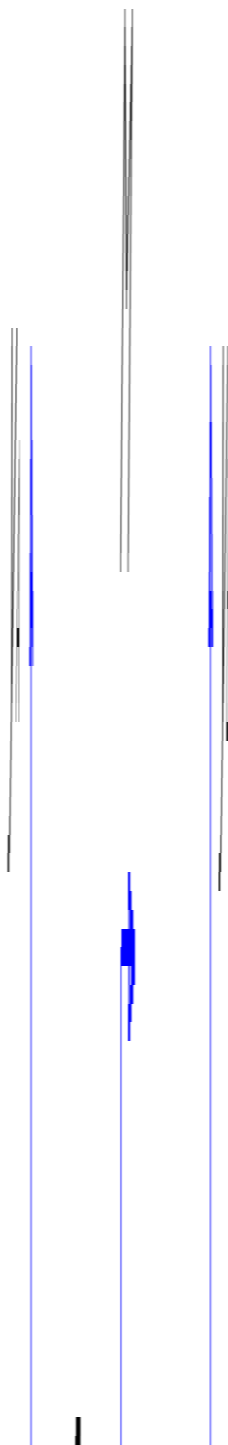


Рис. 5 - Балка

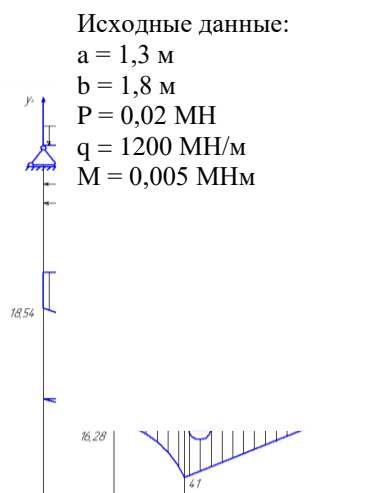


Рис. 6 – а) эпюра поперечных сил – Q; б) эпюра изгибающих моментов – M

1. Определение опорных реакций.

Мысленно отбрасываем опоры и заменяем их силами реакции опор u_A и u_B . Составляем сумму моментов относительно точек А и В.

$$\sum m_A(F_k) = 0$$

$$-M - q \cdot a \cdot \frac{a}{2} + u_B \cdot a - P \cdot (a + b) = 0$$

$$u_B = \frac{-M - q \cdot a \cdot \frac{a}{2} - P \cdot (a + b)}{a} = \frac{-0,005 - 0,02 \cdot 1,3 \cdot \frac{1,3}{2} - 0,02 \cdot (1,3 + 1,8)}{1,3} = 64,54 \text{ кН}$$

$$\sum m_B(F_k) = 0$$

$$-u_A \cdot a - q \cdot a \cdot \frac{a}{2} - M - P \cdot b = 0$$

$$u_A = \frac{q \cdot a \cdot \frac{a}{2} - M - P \cdot b}{a} = \frac{0,02 \cdot 1,3 \cdot \frac{1,3}{2} - 0,005 - 0,02 \cdot 1,8}{1,3} = -18,54 \text{ кН}$$

Проверяем правильность нахождения реакций, составив сумму проекций всех сил на вертикальную ось y .

$$\sum y = -u_A - q \cdot a + u_B - P = 0$$

$$\sum y = -18,54 - 20 \cdot 1,3 + 64,54 - 20 = 0$$

2. Построение эпюры поперечных сил Q.

Участок I

$$0 \leq x \leq \frac{a}{2}$$

$$Q_I = u_A - q \cdot x$$

$$x = 0 \rightarrow Q_I = -18,54$$

$$x = 0,65 \rightarrow Q_I = -31,54$$

Участок II

$$\frac{a}{2} \leq x \leq a$$

$$Q_I = u_A - q \cdot a = -44,54$$

Участок III

$$a \leq x \leq b$$

$$Q_I = u_A - q \cdot a + u_B = 20$$

С помощью полученных данных строим эпюру поперечных сил.

3. Построение эпюры изгибающих моментов M.

Участок I

$$x = a/4$$

$$M = -y_A * a/4 - q * a/4 * a/8 = -18,54 * 0,325 - 6,5 * 0,163 = -7,09$$

$$x = a/2$$

$$M = -y_A * a/2 - q * a/2 * a/4 = -18,54 * 0,65 - 20 * 0,6580,325 = -16,28$$

Участок II

$$x = 3a/4$$

$$M = -y_A * 3a/4 - q * a/2 * 3a/4 = -18,54 * 0,975 - 20 * 0,65 * 0,975 = -30,75$$

$$x = a$$

$$M = -y_A * a - q * a/2 * a = -18,54 * 1,3 - 20 * 0,65 * 1,3 = -41,002$$

$$M = -y_A * a - q * a/2 * a + M = -18,54 * 1,3 - 20 * 0,65 * 1,3 + 5 = -36,002$$

Участок III

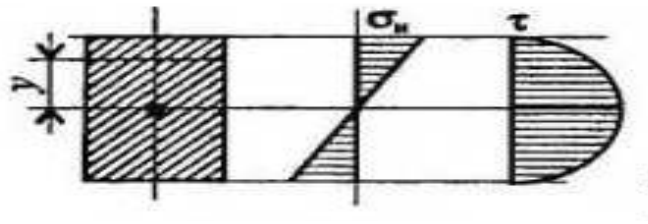
$$x = a+b$$

$$M = 0$$

Выполним проверку:

$$y_A * (a+b) - q * a(a/2+b) + M + y_B * b = -18,54 * (1,3+1,8) - 20 * 1,3 * (1,3/2+1,8) + 5 + 64,54 * 1,8 = -63,7 + 121,172 - 57,472 = 0$$

С помощью полученных данных строим эпюру изгибающих моментов.



Практическая работа 7

Выполнение расчетов на жесткость при изгибе

Цель: научиться выполнять расчеты на жесткость при изгибе

Основные положения и расчётные формулы при изгибе

Распределение нормальных и касательных напряжений при изгибе

$$\sigma_n = \frac{M_n y}{J_x}; \tau_{max} = \frac{1,5Q}{A},$$

где M_n – изгибающий момент в сечении;

Q – поперечная сила в сечении;

y – расстояние до нейтрального слоя;

J_x – осевой момент инерции сечения (рисунок 9.1)

Рисунок 9.1

$$W_x = \frac{J_x}{y_{max}}$$

W_x – осевой момент сопротивления сечения; A – площадь сечения\

Условие прочности при изгибе

$$\sigma_n^{max} = \frac{M_n}{W_x} \leq [\sigma_n]$$

где $[\sigma_n]$ – допускаемое напряжение\

Знаки изгибающих моментов и поперечных сил (рисунок 9.2)

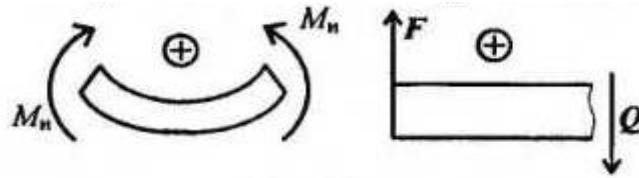


Рисунок 9.2

Расчётно-графическая работа

Задание 1: Для одноопорной балки, нагруженной сосредоточенными силами и парой сил с моментом m , построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов. Найти максимальный изгибающий момент и из условия прочности подобрать поперечное сечение для балки в виде двутавра и прямоугольника с отношением сторон $h=2b$. Материал – сталь, допустимое напряжение 160 МПа. Рассчитать площади поперечных сечений и сделать вывод о целесообразности применения сечения. Для выбора профелей балок использовать приложение 1.

| Параметр | Вариант | | | | | | | | | |
|--------------|---------|-----|-----|-----|-----|------|-----|-----|------|-----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| F_1 , кН | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 10 | 22 | 24 | 26 | 28 |
| F_2 , кН | 4,4 | 4,8 | 7,8 | 8,4 | 12 | 12,8 | 17 | 18 | 22,8 | 24 |
| m , к · Нм | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 |
| a , м | 0,2 | 0,2 | 0,3 | 0,3 | 0,4 | 0,4 | 0,5 | 0,5 | 0,6 | 0,6 |

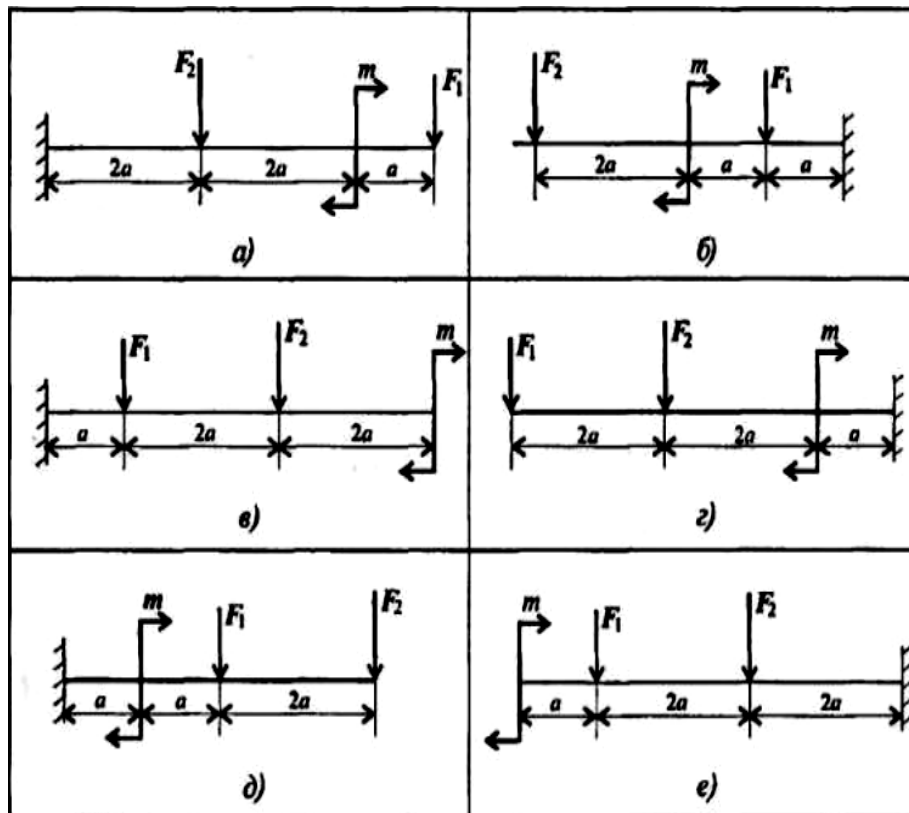


Рисунок 9.3

Задание 2: Для двухопорной балки, нагруженной сосредоточенными силами и парой сил с моментом, определить реакции в опорах. Найти максимальный изгибающий момент и используя условие прочности, подобрать необходимые размеры поперечных сечений. Материал – сталь, допустимое напряжение изгиба 160 МПа. Сечение – швеллер.

| Параметр | Вариант | | | | | | | | | |
|------------|---------|-----|-----|-----|-----|------|-----|-----|------|-----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| F_1 , кН | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 |
| F_2 , кН | 4,4 | 4,8 | 7,8 | 8,4 | 12 | 12,8 | 17 | 18 | 22,8 | 24 |
| m , кН·м | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 |
| a , м | 0,2 | 0,2 | 0,3 | 0,3 | 0,4 | 0,4 | 0,5 | 0,5 | 0,6 | 0,6 |

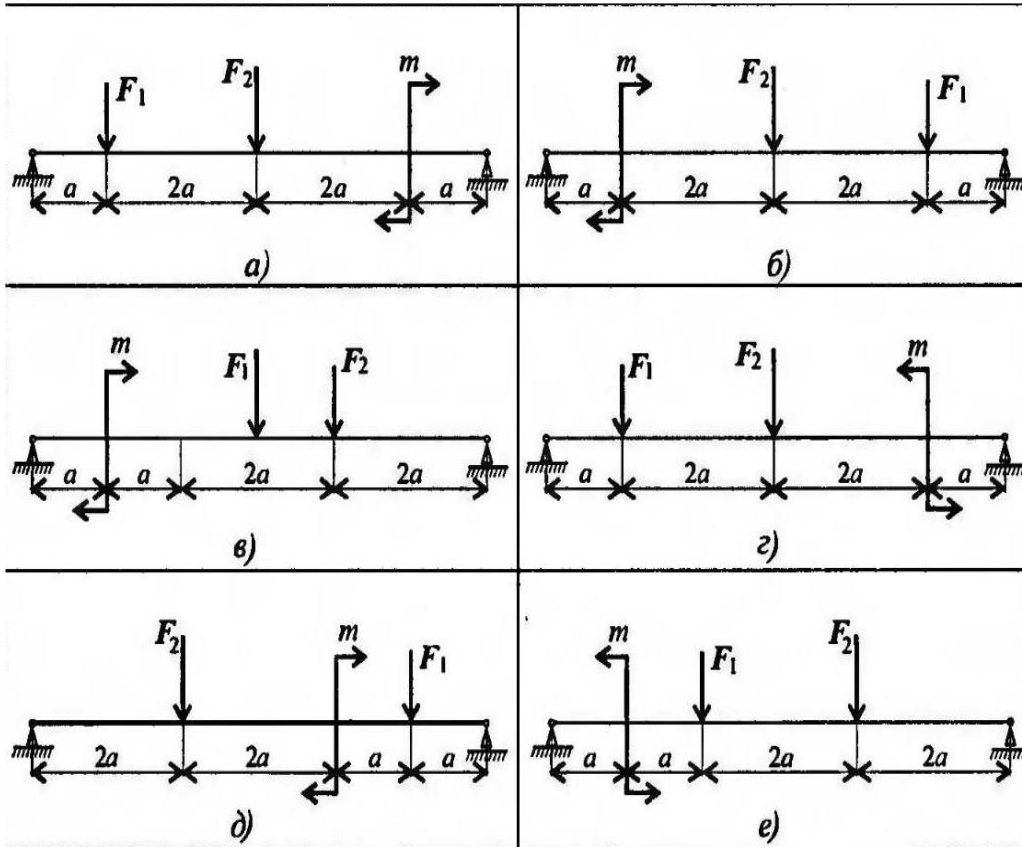


Рисунок 9.4

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №8

Выполнение расчета прямозубых передач и определение параметров зубчатых колес

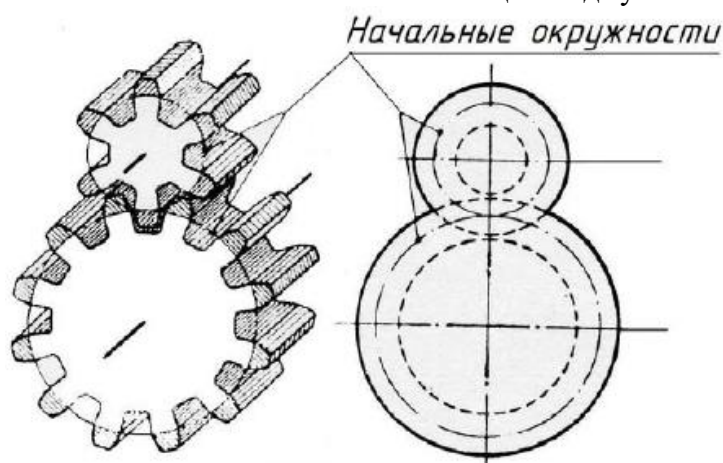
Цель работы: научиться рассчитывать прямозубые передачи и определять параметры зубчатых колес

В результате изучения темы учащийся должен

1. Пояснение к работе

1.1. Термины, определения, обозначения, элементы зубчатых передач.

Общий вид зубчатой передачи



Соосная поверхность зубчатого колеса – поверхность вращения, ось которой совпадает с осью зубчатого колеса.

Межосевая линия зубчатой передачи – прямая линия, пересекающая оси зубчатых колёс под прямым углом.

Межосевое расстояние (a_w) – расстояние между осями зубчатых колёс по межосевой линии.

Начальная поверхность зубчатого колеса – каждая из взаимокасающихся соосных поверхностей зубчатых колес передачи, относящаяся к данному зубчатому колесу, в любой точке касания которых проходящие через неё линии зубьев зубчатых колес передачи имеют общую касательную, и вектор скорости относительного движения зубчатых колес направлен вдоль неё или равен нулю.

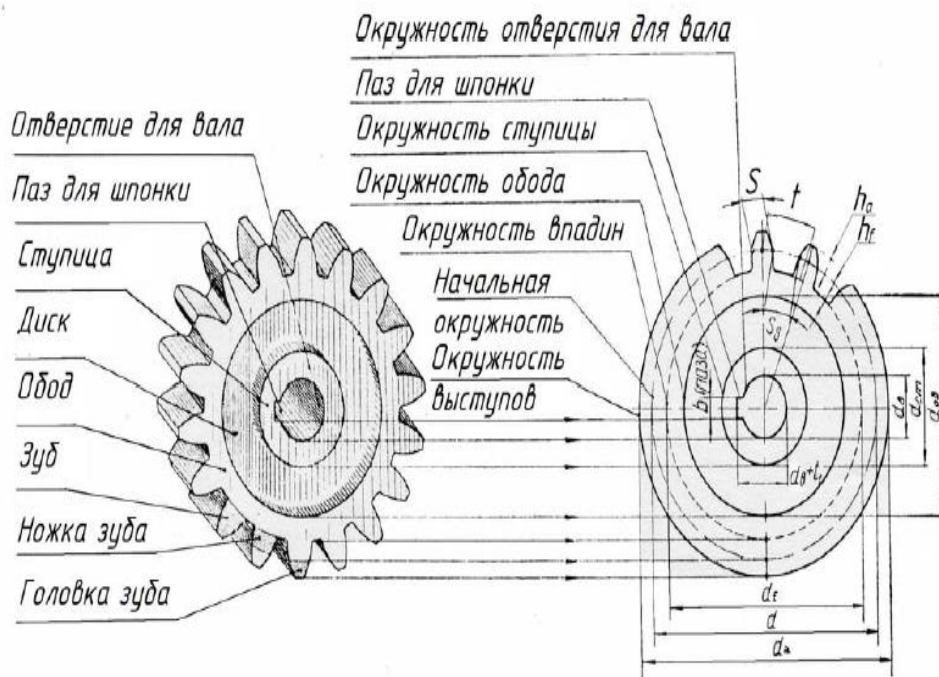
Начальная окружность – каждая из взаимокасающихся концентрических окружностей зубчатых колес передачи, принадлежащая начальной поверхности данного зубчатого колеса.

Передаточное число зубчатой передачи i – отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни.

Радиальный зазор зубчатой передачи – расстояние между поверхностью вершин одного из зубчатых колес передачи к поверхности впадин другого зубчатого колеса.

Z – число зубьев.

m – нормальный модуль зубьев – это линейная величина в p раз меньшая нормального шага зубьев.



Условные изображения элементов зубчатого колеса

d_f – окружность впадин, проходящая по очертаниям впадин между зубьями:

её условно изображают сплошной тонкой линией.

$d_{об}$ – окружность обода, обозначающая внутреннее очертание обода.

$d_{ст}$ – окружность ступицы, обозначающая внешнее очертание ступицы.

$d_в$ – диаметр окружности отверстия для вала.

h – высота зуба.

h_a – высота головки зуба.

h_f – высота ножки зуба.

P_n – нормальный шаг зубьев – кратчайшее расстояние по делительной или начальной поверхности зубчатого колеса между эквидистантными одноименными теоретическими линиями соседних зубьев.

S – толщина зуба.

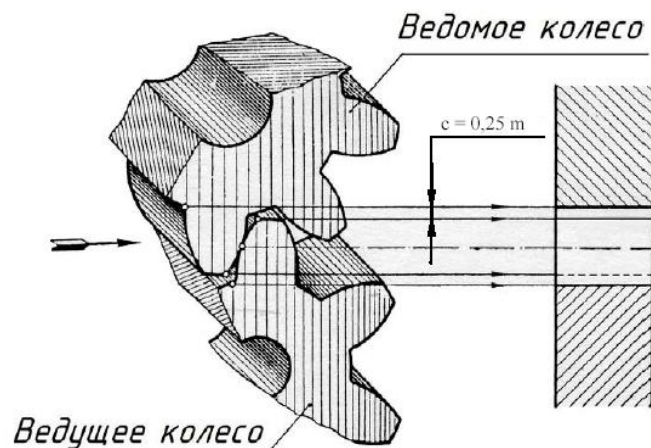
b паза – ширина шпоночного паза.

t_j – глубина шпоночного паза.

1.2. Указания по выполнению задания

Методика выполнения расчетно-графической работы “Детали зубчатой передачи” состоит из ряда этапов.

1. Сборочный чертёж зубчатой передачи выполнить в двух проекциях: главное изображение и вид слева. При выполнении сборочного чертежа нужно обратить особое внимание на правильное вычерчивание места зацепления двух зубчатых колёс – радиальный зазор передачи равный $0,25 m$, а также изменение типов линий окружности выступов колеса.



Радиальный зазор зубчатой передачи

2. При выполнении чертежа конструктивные размеры рассчитать по формулам, приведенным в таблице 2. Масштаб изображения выбрать самостоятельно согласно ГОСТ 2.302.

3. На сборочном чертеже нанести следующие размеры: межосевое расстояние (установочный размер) и диаметры посадочных валов.

Для шлицевых соединений показывают условное обозначение соединения.

В условном обозначении указывают:

а) обозначение поверхности центрирования: d , D , b .

б) номинальный размер отверстия, вала или соединения.

Пример условного обозначения при центрировании по D : $D6 \times 18 \times 22 \times 5$

Эта запись читается так: шлицевое отверстие с прямобоковыми зубьями, центрирование по наружному диаметру D , число зубьев b , внутренний диаметр отверстия 18 мм, наружный диаметр отверстия 22 мм, ширина впадины отверстия 5 мм.

4. На сборочном чертеже в графе основной надписи в соответствии с заданием написать: *Передача цилиндрическая.*

Зубчатое колесо показывают в трех изображениях: продольным фронтальным разрезом на месте главного вида, местным видом на отверстие на виде слева и выносным элементом шлица. Окружности и образующие поверхностей выступов зубьев зубчатого венца и отверстия показывают сплошными основными линиями.

Окружности и образующие поверхностей впадин зубчатого венца и отверстия впадин на продольных разрезах показывают сплошными основными линиями; на виде слева - сплошными тонкими линиями, причем окружности впадин зубчатого венца допускается не показывать. Делительные окружности и образующие делительных поверхностей на изображениях цилиндрических зубчатых колёс показывают штрихпунктирной линией.

Если секущая плоскость проходит через ось зубчатого колеса, то на разрезах и сечениях зубья зубчатого венца условно совмещают с плоскостью чертежа и показывают нерассечёнными, а на разрезах и сечениях отверстий впадины условно совмещают с плоскостью чертежа.

На плоскости перпендикулярной оси отверстия, изображают профиль одного выступа и двух впадин.

На рабочем чертеже зубчатого колеса должны быть помещены таблицы параметров зубчатого венца и параметров шлицевого отверстия.

1.3. Практическое задание рассчитано на 2 часа.

2. Программа работ

2.1. По заданному модулю (m), числу зубьев (z), диаметру отверстия ($d_в$) выполнить расчёты и вычертить детали зубчатой передачи.

2.2. Выполнить практическую работу по определению модуля и остальных параметров зубчатого колеса по модели.

2.3. Выполнить рабочий чертёж зубчатого колеса.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета.

| Наименование параметра | Обозначение | Числовые значения |
|--------------------------|-------------|------------------------|
| Число зубьев колеса | z | Смотри вариант задания |
| Модуль | m | |
| Диаметр отверстия колеса | d_v | |

Таблица 2 – Расчет основных геометрических параметров цилиндрической зубчатой передачи

| Наименование параметра | Обозначение | Расчётная формула |
|------------------------|-------------|--|
| Межосевое расстояние | a_w | $a_w = \frac{(Z_{\text{колеса}} + Z_{\text{шестерни}})m}{2}$ |
| Делительный диаметр | d | $d = Z \cdot m$ |
| Диаметр вершин зубьев | d_a | $d_a = m \cdot (Z + 2)$ |
| Диаметр впадин зубьев | d_f | $d_f = m \cdot (Z - 2,5)$ |
| Радиальный зазор | c | $c = 0,25 \cdot m$ |
| Высота головки зуба | h_f | $h_f = m$ |
| Высота ножки зуба | h_a | $h_a = 1,25 \cdot m$ |
| Высота зуба | h | $h = 2,25 \cdot m$ |
| Нормальный шаг | P_n | $P_n = \pi \cdot m$ |

3. Вопросы для контроля

1. Расскажите порядок проектирования зубчатой цилиндрической передачи.
2. Назовите критерии работоспособности передачи.
3. Перечислите типы зубчатых передач и назовите их преимущества и недостатки.
4. Назовите конструктивные параметры зубчатых передач.

Список литературы

1. Брюховецкая Т.М. Методическое пособие. Техническая механика. Расчет механических передач: - М.: ГОУ «УМЦ ЖДТ», 2014.
2. Лукьянов А.М. Сопротивление материалов. - М.: ГОУ «УМЦ ЖДТ», 2013.
3. Олофинская В.П. Техническая механика: Курс лекций с вариантами практических и тестовых заданий: Учебное пособие / В.П. Олофинская. 3-е изд., испр.- М.: Форум, 2014.

4. Аркуша А.И. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов: Учебник для средних учебных заведений. 6-е изд. - М.: Высшая школа, 2015.
5. Мархель И.И. Детали машин.- М.: Инфра-М, 2012.

Практическая работа 9

Проверка параметров червячного редуктора

Цель работы: Ознакомление с конструкцией редуктора и назначением его деталей; определение основных параметров червячной пары путем замера и расчета; изучение способов регулировки закрепления червячной пары.

Оборудование и инструмент: червячный редуктор, набор гаечных ключей и отверток, штангенциркуль, масштабная линейка, краска для проверки пятна контакта, набор регулировочных прокладок, сборочный чертеж редуктора.

Теоретическое обоснование

Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненных в виде отдельного закрытого агрегата, и служащий для передачи мощности от двигателя к рабочей машине. *Назначение редуктора* – понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Червячная передача имеет перекрещивающиеся оси валов, обычно под углом 90° . Она состоит из червяка – винта с трапецидальной резьбой и зубчатого червячного колеса с зубьями соответствующей специфической формы. Червячная или зубчато-винтовая передача относится к передачам зацеплением с перекрещивающимися осями валов. Движение в червячных передачах осуществляется по принципу винтовой пары. Изобретателем червячных передач считают Архимеда.

Достоинства червячных передач:

- большое передаточное отношение (до 80);
- плавность и бесшумность хода.

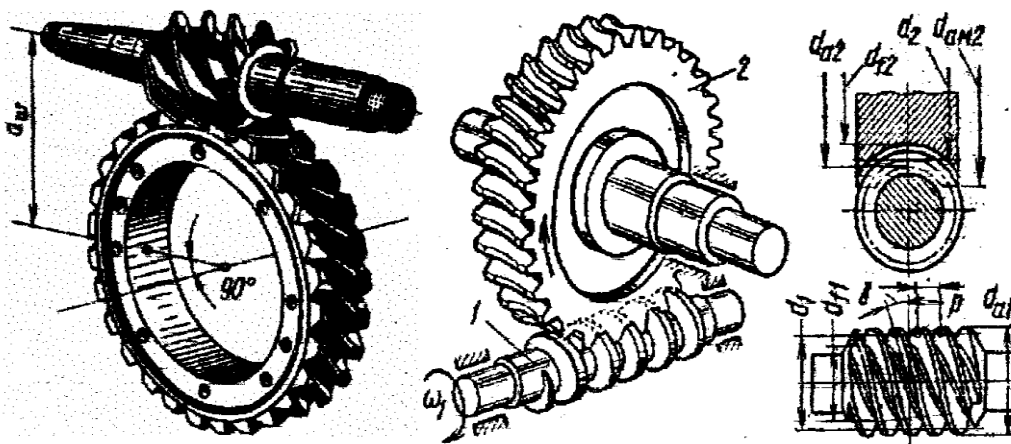


Рисунок 2.1 – Конструкция червячной передачи

В отличие от эвольвентных зацеплений, где преобладает контактное качение, виток червяка скользит по зубу колеса, окружные скорости червяка и колеса не совпадают ни по величине, ни по направлению. Следовательно, червячные передачи имеют "по определению" один фундаментальный недостаток: высокое трение в зацеплении. Это ведёт к низкому КПД (на 20-30% ниже, чем у зубчатых), износу, нагреву и необходимости применять дорогие антифрикционные материалы.

Кроме того, помимо достоинств и недостатков, червячные передачи имеют важное свойство: движение передаётся только от червяка к колесу, а не наоборот. Никакой вращающий момент, приложенный к колесу, не заставит вращаться червяк. Именно поэтому червячные передачи находят применение в подъёмных механизмах, например в лифтах. Там электродвигатель соединён с червяком, а трос пассажирской кабины намотан на вал червячного колеса во избежание самопроизвольного опускания или падения.

Это свойство не надо путать с реверсивностью механизма. Ведь направление вращения червяка может быть любым, приводя либо к подъёму, либо к спуску той же лифтовой кабины.

Передаточное отношение червячной передачи находят аналогично цилиндрической

$$U = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1.$$

Здесь Z_2 – число зубьев колеса, а роль числа зубьев шестерни Z_1 выполняет число заходов червяка, которое обычно бывает равно 1, 2, 3 или 4.

Очевидно, что однозаходный червяк даёт наибольшее передаточное отношение, однако наивысший КПД достигается при многозаходных червяках, что связано с уменьшением трения за счёт роста угла трения.

Основные причины выхода из строя червячных передач:

- поверхностное выкрашивание и схватывание;
- излом зуба.

Это напоминает характерные дефекты зубчатых передач, поэтому и расчёты проводятся аналогично.

Вследствие нагрева, вызванного трением, червячные передачи нуждаются также и в тепловом расчёте. Практика показывает, что механизм опасно нагревать выше 95°C . Допускаемая температура назначается 65°C .

В случае, когда расчётная температура превышает допускаемую, то следует предусмотреть отвод избыточной теплоты. Это достигается ребрением редуктора, искусственной вентиляцией, змеевиками с охлаждающей жидкостью в масляной ванне и т.д.

Оптимальная пара трения это "сталь по бронзе". Поэтому при стальном червяке червячные колёса должны выполняться из бронзовых сплавов. Однако цветные

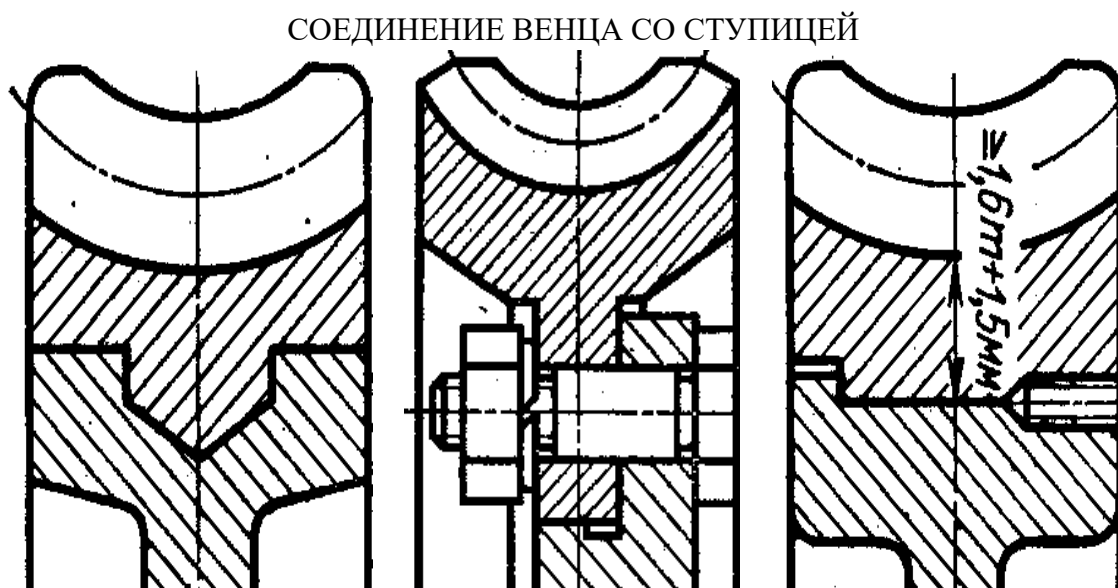


Рисунок 2.2

металлы дороги и поэтому из бронзы выполняется лишь зубчатый венец, который крепится на сравнительно дешёвой стальной ступице. Таким образом, червячное колесо - сборочная единица, где самые популярные способы крепления венца это либо центробежное литьё в кольцевую канавку ступицы; либо крепление венца к ступице болтами за фланец; либо посадка с натягом и стопорение винтами для предотвращения взаимного смещения венца и ступицы.

Крепление венца к ступице должно обеспечивать фиксацию как от проворота (осевая сила червяка = окружной силе колеса), так и от осевого "снятия" венца (окружная сила червяка = осевой силе колеса).

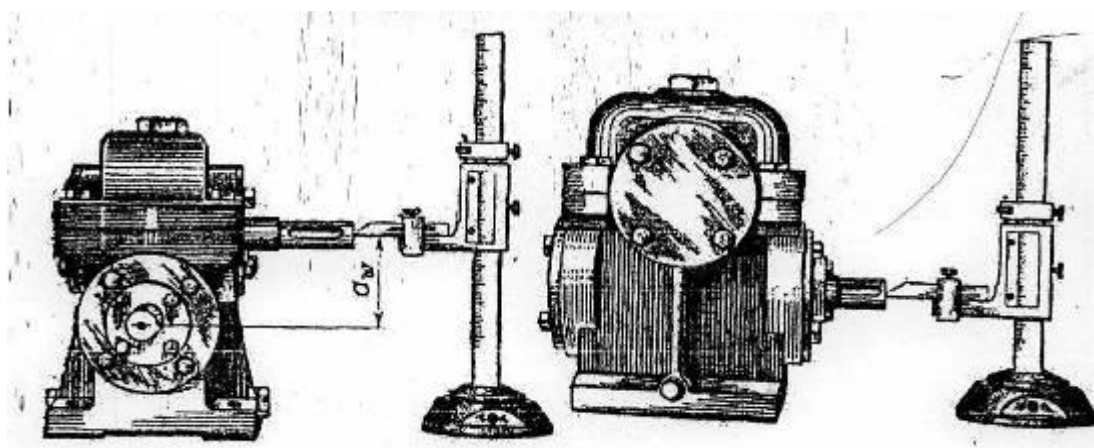


Рисунок 2.3

Большое скольжение в червячных передачах вызывает повышенный износ и склонность к заеданию (основные недостатки червячных передач). Кроме того, долговечность, несущая способность и к.п.д. червячных передач зависят от величины и равномерности контактной площадки зацепления, которая наряду с деформацией червяка и точностью изготовления зубьев колеса и витков червяка, зависит от правильного взаимного расположения элементов зацепления, обеспечиваемого при монтаже.

Показателями точности монтажа силовых червячных передач являются: величина и характер пятна контакта между зубьями колеса и витками червяка;

величина смещения средних плоскостей колеса и червяка; величина отклонения от номинального межосевого расстояния, определяющего величину радиального зазора в зацеплении.

Таким образом, правильность зацепления червячной пары является одним из существенных факторов, характеризующих надежность передачи. Следовательно, при сборке червячных редукторов на обеспечение правильного зацепления элементов следует обратить внимание.

Практическая часть

1 Произвести внешний осмотр редуктора и наметить план его разборки.

2 Замерить 2-3 раза расстояние между осями валов (как показано на рисунке 2.1) и округлить его до ближайшего стандартного по ГОСТу.

Величину " a_w " занести в таблицу отчета.

3 Отвинтить крепежные элементы крышки корпуса и крышек подшипниковых узлов, снять крышки и ознакомиться с внутренним устройством редуктора. Особое внимание следует обратить на способ регулировки подшипников и правильность зацепления червячной пары.

4 Вынуть червячное колесо редуктора вместе с валом, а также червяк с деталями на нем (детали и подшипники с валов не снимать). Ознакомиться с конструкцией колеса и червяка, путем замера и расчета определить их размеры и параметры. Результаты занести в таблицу 2.1 отчета.

5 Выполнить кинематическую схему редуктора.

6 Произвести сборку редуктора в последовательности, обратной разборке.

7 На очищенные 3-4 зуба колеса тонким равномерным слоем нанести краску и, проворачивая червяк, наблюдать пятно контакта на зубьях колеса. Если оно смещено влево или право, то соответствующим подбором регулировочных прокладок (рисунок 2.2) добиться, чтобы пятно контакта расположилось симметрично, т.е. чтобы средняя плоскость червячного колеса проходила через центр червяка. Этим обеспечивается нормальное зацепление червячной пары.

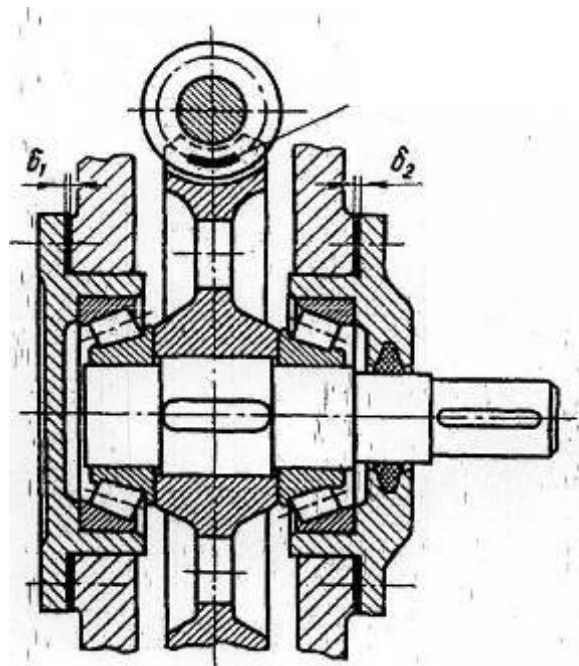


Рисунок 2.2

Отчет о работе

- *Основные параметры исследуемого редуктора (таблица 2.1);*
- *Кинематическая схема редуктора;*
- *Ответы на контрольные вопросы;*
- *Выводы о проделанной работе.*

–

Контрольные вопросы

1. Что такое редуктор? Его назначение?
2. Назовите преимущества и недостатки червячной передачи в сравнении с зубчатой.
3. Из каких материалов изготавливают червячные колеса и почему?
4. Как определить передаточное отношение червячной передачи?
5. Как обеспечивается соосность средней плоскости колеса и червяка?

Таблица 2.1

| <i>Наименование величины и размерность</i> | <i>Обозначение</i> | <i>Способ определения</i> | <i>Значения величин</i> |
|--|----------------------|--|-------------------------|
| Межцентровое расстояние, мм | a_w | Замерить | |
| Число зубьев колеса | Z_2 | Сосчитать | |
| Число заходов червяка | Z_1 | Сосчитать | |
| Передаточное число | u | $u = z_2/z_1$ | |
| Диаметр вершин зубьев, мм | d_{a1} d_{a2} | Замерить Замерить | |
| Осевой шаг червяка, мм | p | Замерить | |
| Осевой модуль, мм | m | $m = p/\pi$ | |
| Диаметр делительной окружности червяка, мм | d_1 | $d_1 = d_a - 2m$ | |
| Диаметр делительной окружности колеса, мм | d_2 | $d_2 = z_2m$ | |
| Относительный диаметр червяка | q | $q = d_1/z_1$ | |
| Угол подъема винтовой линии, град | ψ | $\text{tg } \psi = z_1/q$ | |
| Диаметры впадин зубьев, мм | d_{f1} d_{f2} | $d_{f1} = d_1 - 2,4m$ $d_{f2} = d_2 - 2,4m$ | |
| Длина нарезанной части червяка, мм | b_1 | Замерить | |
| Ширина венца колеса, мм | b_2 | Замерить | |

Практическое занятие 10

Выполнение расчета прямозубых передач и определение параметров зубчатых колес
Цель работы: научиться выполнять расчет цилиндрической зубчатой передачи при заданном межосевом расстоянии.

Исходные данные:

1. Межосевое расстояние.
2. Мощность на ведомом валу.
3. Частота вращения ведомого вала.

Таблица 11.1. Исходные данные

| Вариант | a_w | P_2 | n_2 | Вариант | a_w | P_2 | n_2 |
|---------|-------|-------|-------|---------|-------|-------|-------|
| | 4,8 | | | | 3,4 | | |
| | 4,5 | | | | 3,3 | | |
| | 4,2 | | | | 3,2 | | |
| | 3,9 | | | | 3,1 | | |
| | 3,8 | | | | 3,0 | | |
| | 3,7 | | | | 2,9 | | |
| | 3,6 | | | | 2,8 | | |
| | 3,5 | | | | 2,7 | | |

Порядок выполнения работы:

1. Выбирают материалы колёс и назначают термообработку.
2. Определяют допускаемые напряжения:
 - 2.1 Выбирают по таблице число циклов

$$N_{HO}, N_{FO} = 4 \cdot 10^6$$

напряжений

- 2.2 Определяют число циклов нагружения зубьев колес за весь срок службы

$$N = 573 \cdot \omega \cdot L \cdot \frac{h}{L} = 10000 \dots 40000 \text{ часов.}$$

- 2.3 Определяют коэффициент долговечности K_{HL} и K_{FL} :

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HO} / N} \geq 1, n_{HO} \leq K_{HL \max}$$

$$K_{FL} = \sqrt[6]{N_{FO} / N} \geq 1, n_{FO} \leq 2,8$$

(это при твердости

HB < 350HB)

при твердости HB > 350HB

$$K_{FL} = \sqrt[9]{N_{FO} / N} \geq 1, n_{FO} \leq 1,63$$

$$[\sigma_{HO}] \quad \text{и} \quad [\sigma_{FO}]$$

2.4 По таблице определяют

$$\psi_a = 0,4 \dots 0,5$$

3. Задаются коэффициентом

$$b_2 = \psi_a \cdot a_\omega$$

4. Вычисляют

; и предварительные основные размеры

колеса:

$$a_\omega = d_1 + d_2 / 2 = d_2 (u + 1) / 2 \cdot u$$

$$2 \cdot a_\omega \cdot u = d_2 (u + 1)$$

$$d_2 = 2 \cdot a_\omega \cdot u / (u + 1)$$

5. Определяют модуль.

$$m \geq 2 \cdot K_m \cdot T_2 / d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma_F] ; K_m = 6,8$$

(для

$$[\sigma_F] = K_{HL} \cdot [\sigma_O]$$

прямозубых передач) где

$$Z_1 = 18 \dots 35$$

6. Определяют число зубьев шестерни и колеса.

7. Вычисляют фактические основные геометрические размеры передачи. Длительные диаметры подсчитывают до 0,01 мм.

Расчет зубчатой передачи comsol.ru 0+

8. Проверяют пригодность заготовок колес.

9. Проверяют пригодность заготовок колёс и назначают степень точности изготовления.

10. Определяют окружную скорость колёс и назначают степень точности изготовления.

11. Вычисляют силы в зацеплении:

$$F_t = 2 \cdot T_2 / d_2 = T_2 (u + 1) / (a_\omega \cdot u)$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tga} \alpha_\omega$$

12. Определяют расчетные контактные напряжения G_u в зоне зацепления зуба.

13. Определяют расчетные напряжения изгиба G_{fb} оснований зубьев шестерни и

$$\sigma_f > [\sigma_f]$$

колеса. Если $\sigma_f > [\sigma_f]$, то изменяют значение модуля, соответственно

изменяя Z_1 и Z_2 и повторяют расчет передачи на изгиб. При этом межосевое

расстояние a_w , не изменяется, а следовательно, не нарушается прочность передачи.

Таблица 11.1. Механические характеристики некоторых марок сталей для изготовления зубчатых колес и других деталей.

| Марка стали | Вид заготовки | Размеры заготовки, мм | Термообработка | Твердость зубьев | Механические характеристики, к/мм ² | |
|-------------|---------------|-----------------------|----------------|---------------------------|--|----------------|
| $D_{пред}$ | $S_{пред}$ | Сердцевины | Поверхности | σ_H | σ_H | σ_H |
| 40Л | Литье | Любое | Нормализация | 163...207НВ | 163...207НВ | |
| | Поковка | | | Улучшение | 235...262 НВ | 235...262 |
| | » | | | » | 269...302 НВ | 269...302 НВ |
| 40Х | Поковка | | | Улучшение | 235...262 НВ | 235...262 |
| | » » | | | Улучшение и закалка т.в.ч | 269...302 НВ | 269...302 НВ |
| | | | | | 269...302 НВ | НВ 45...50 HRC |
| 40ХН | Поковка | | | Улучшение | 235...262 НВ | 235...262 |
| 35ХМ | » » | | | Улучшение и закалка т.в.ч | 269...302 НВ | 269...302 НВ |
| | | | | | 269...302 НВ | НВ 48...53 HRC |
| 40ХНМА | Поковка | | | Улучшение и закалка т.в.ч | 269...302 НВ | 50...56 HRC |
| 20Х | | | | | | |
| 20ХМЛ | 11оковка | | | Улучшение и закалка т.в.ч | 300...400 НВ | 56...63 HRC |
| 18ХГТ | | | | | | |

$$[G_H] = (G_{HO} / [S_H]) K_{HL}; [G_F] = (G_{FO} / [S_F]) K_{FL}$$

Таблица 11.2. Выбор материала, термообработки и твёрдости.

| Термообработка | Марка сталей | $G_{HO}, \text{H/мм}^2$ [S_H] | $G_{FO}, \text{H/мм}^2$ [S_f] |
|---|---------------------------------|-----------------------------------|---|
| Нормализация улучшение | 45; 40x; 40xH; 35xM и тд. | 2 HB + 70 | 1,1 1,8 HB 1,75 для поковок и штамповок |
| Закалка ТИЧ по контуру зубьев | 40x; 35xM; 40xH; 45xц; и др. | 17HRC + 200 | 1,2 |
| 2.3 для литых заготовок | | | |
| Закалка ТВЧ сквозная ($m < 3_{\text{мм}}$) | | | |
| Цементация и закалка | 20; 20; 18 и др. | 23 HRC | 1,2 |

$$G_H = 436 \sqrt{F_t (U + 1) / d_2 b_2} K_{HB} * K_{HU} \leq [G_H]$$

Таблица 11.3. Значение коэффициента K_{FB} .

| Расположение зубчатого колеса относительно опор | Твёрдость поверхности зубьев колеса | $\Psi_{a=b_2/d}$ 1 |
|--|--|-------------------------------|
| 0,2 | 0,4 | 0,6 0,8 1,2 1,6 |
| Симметричное | <350 | 1,01 1,03 1,05 1,07 1,14 1,26 |
| >350 | 1,02 | 1,04 1,08 1,14 1,30 - |

Для прямозубых передач:

$K_{FU}=1,4$ при твёрдости зубьев колеса < 350HB

$K_{FU}=1,2$ при твердости зубьев колеса > 350HB

Таблица 11.4. Значение коэффициента K_{HB} .

| Расположение зубчатого колеса относительно опор | Твёрдость поверхности зубьев колеса | $\Psi_{a=b_2/d}$ 1 |
|--|--|-------------------------------|
| 0,2 | 0,4 | 0,6 0,8 1,2 1,6 |
| Симметричное | <350 | 1,01 1,02 1,03 1,04 1,07 1,11 |
| >350 | 1,01 | 1,02 1,04 1,07 1,16 1,26 |

Для прямозубых передач:

$K_{FU} = 1,2$ при твёрдости зубьев колеса < 350HB

$K_{FU} = 1,1$ при твёрдости зубьев колеса > 350HB

Таблица 11.5. Значение коэффициента формы зуба Y_F .

Вопросы для самоконтроля при подготовке к защите работы:

1. Каков стандартный исходный профиль рейки эвольвентного зацепления?
2. Что называется окружным шагом и модулем зубчатого зацепления?
3. Каково влияние числа зубьев шестерни на их форму и прочность?
4. С какой целью производят смазывание зубчатых передач?
5. Как определяется передаточное число?
6. Какова зависимость между вращающимися моментами на ведущем и ведомом валах передачи?

Литература:

1. Курсовое проектирование деталей машин: справочное пособие. Часть1/ А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др. – Мн.: Высшая школа, 1982 г.
2. машин: Справочное пособие. Часть2/ А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др. – Мн.: Высшая школа, 1982 г.
3. Куклин Н.Г. , Кулина Г.С. Детали машин; Учебник для машиностроительных техникумов – 4-е издание, переработанное и дополненное, Высшая школа 2010 г.
4. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для учащихся машиностроительных техникумов/ С.А. Ченавских , К.Н.Боков, И.М. Чернин и др.-2-е издание, переработанное и дополненное