

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»

Многопрофильный колледж

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ДЛЯ ЛАБОРАТОРНЫХ И ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ
УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ**

**ОП.04 ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА
для обучающихся специальности
22.02.09 Metallurgy черных металлов**

СОДЕРЖАНИЕ

1 ВВЕДЕНИЕ	3
2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ	4
Практические занятия	4
Практическое занятие №1	4
Практическое занятие №2	5
Практическое занятие №3	9
Практическое занятие №4	11
Практическое занятие №5	12
Практическое занятие №6	13
Практическое занятие №7	15
Практическое занятие №8	17
Практическое занятие №9	19
Практическое занятие №10	21
Практическое занятие №11	23
Практическое занятие №12	25
Практическое занятие №13	28
Практическое занятие №14	38
Лабораторные занятия	43
Лабораторное занятие №1	43
Лабораторное занятие №2	48
Лабораторное занятие №3	51

1 ВВЕДЕНИЕ

Важную часть теоретической и профессиональной практической подготовки обучающихся составляют практические и лабораторные занятия.

Состав и содержание практических и лабораторных занятий направлены на реализацию Федерального государственного образовательного стандарта среднего профессионального образования.

Ведущей дидактической целью практических занятий является формирование учебных практических умений (умений решать задач), необходимых в последующей учебной деятельности.

Ведущей дидактической целью лабораторных занятий является экспериментальное подтверждение и проверка существенных теоретических положений (законов, зависимостей).

В соответствии с рабочей программой учебной дисциплины «Техническая механика» предусмотрено проведение практических и лабораторных занятий.

В результате их выполнения, обучающийся должен **уметь**:

Уд 1. анализировать и решать задачи по статике и динамике;

Уд 2. выполнять расчёты и испытания материалов;

Уд 3. рассчитывать и подбирать параметры механических передач, валов, подшипников и редукторов для обеспечения надёжности машинных узлов;

Содержание практических и лабораторных занятий ориентировано на подготовку обучающихся к освоению профессионального модуля программы подготовки специалистов среднего звена по специальности и овладению **профессиональными компетенциями**:

ПК 1.1. Определять готовность к работе основного и вспомогательного оборудования.

Определять готовность к работе основного и вспомогательного оборудования;

А также формированию *общих компетенций*:

ОК 01. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам.

Практические и лабораторные занятия проводятся в рамках соответствующей темы, после освоения дидактических единиц, которые обеспечивают наличие знаний, необходимых для ее выполнения.

2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Практические занятия

Тема 1.1 Основные понятия и аксиомы статики. Плоская система сходящихся сил

Практическое занятие №1

Определение реакций связи системы сходящихся сил

Цель: формирование умений рассчитывать реакции связи системы сходящихся сил.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 1. анализировать и решать задачи по статике и динамике.

Материальное обеспечение: линейка, карандаш, циркуль, калькулятор.

Задание: выполните расчет равнодействующей системы сил.

Порядок выполнения работы:

Пример 1. Груз (рисунок 1) подвешен на стержнях и канатах и находится в равновесии. Изобразить систему сил, действующих на шарнир

Решение

1. Реакции стержней направлены вдоль стержней, реакции гибких связей направлены вдоль нитей в сторону натяжения (рисунок 1, а).
2. Для определения точного направления усилий в стержнях мысленно убираем последовательно стержни 1 и 2. Анализируем возможные перемещения точки A .

Неподвижный блок с действующими на него силами не рассматриваем.

3. Убираем стержень 1, точка A поднимается и отходит от стены, следовательно, реакция стержня 1 направлена к стене.
4. Убираем стержень 2, точка A поднимается и приближается к стене, следовательно, реакция стержня 2 направлена от стены вниз.
5. Канат тянет вправо.
6. Освобождаемся от связей (рисунок 1, б).



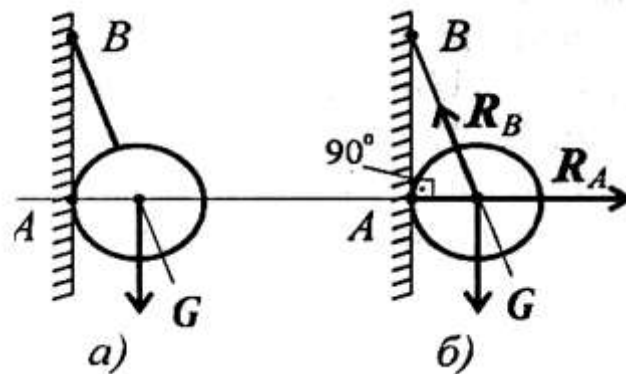
а) Силы, действующие на шарнир А. б) Система сходящихся сил.

Рисунок 1 – Груз, подвешенный на стержнях и канатах

Пример 2. Шар подвешен на нити и опирается на стену (рисунок 2, а). Определить реакции нити и гладкой опоры (стенки).

Решение

1. Реакция нити — вдоль нити к точке B вверх (рисунок 2, б).
2. Реакция гладкой опоры (стенки) — по нормали от поверхности опоры.



а) шар на нити; б) реакции

Рисунок 2 - Определение реакции нити и гладкой опоры

Форма представления результата:

Работа должна быть представлена в виде схемы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена защита работы и составлено уравнение моментов относительно точки C .

Оценка «хорошо» выставляется, если все реакции посчитаны верно

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если одна реакция рассчитана верно.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если реакции рассчитаны не верно.

Тема 1.2 Пара сил и момент силы относительно точки

Практическое занятие №2

Определение момента силы относительно точки

Цель: формирование умений рассчитывать момент силы относительно точки.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 1. анализировать и решать задачи по статике и динамике.

Материальное обеспечение: линейка, карандаш, циркуль, калькулятор.

Задание: рассчитайте момент силы относительно точки

Порядок выполнения работы:

1. Какие силы из системы сил (рисунок 1) образуют пары?

$$F_1 = F_2 = F_4; F_3 = F_6; F_5 = 0,9F_6.$$

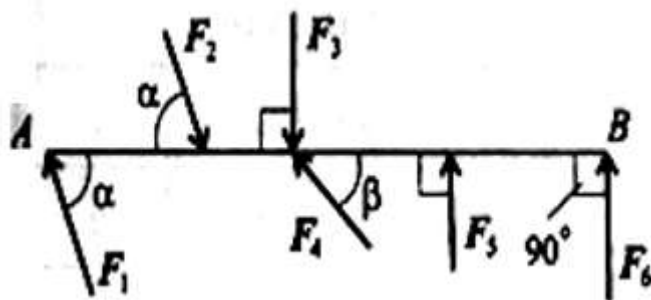


Рисунок 1 – К вопросу 1

2. Определите момент изображенной на рисунке 2 пары сил. $|F| = |F'| = 5 \text{ кН}$.

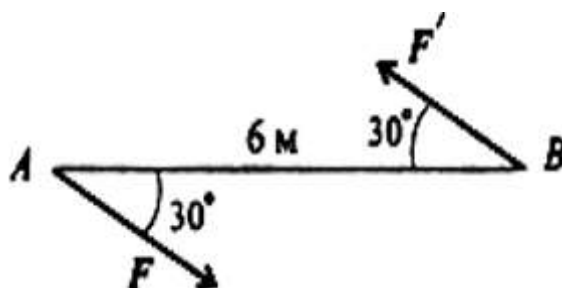


Рисунок 2 – К вопросу 2

3. Какие из изображенных пар (рисунок 3) эквивалентны, если

$$F_1 = F_2 = 8 \text{ кН}; F_3 = 6,4 \text{ кН}; a_1 = 2 \text{ м}; a_2 = 2,5 \text{ м?}$$

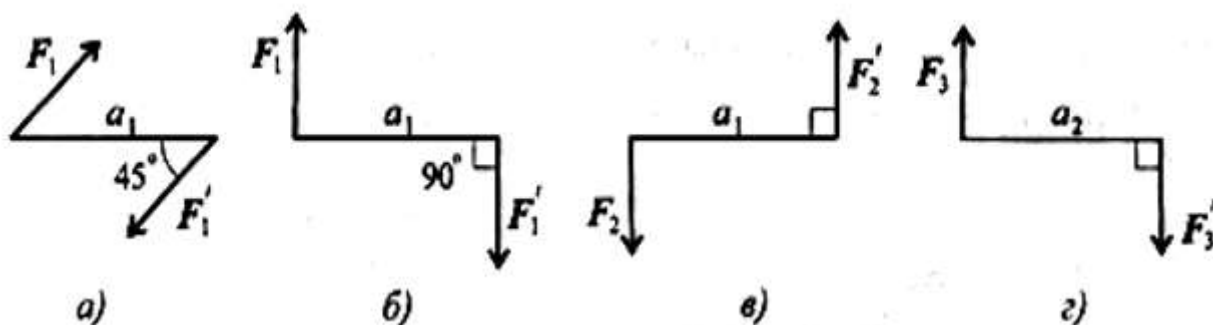


Рисунок 3 – К вопросу 3

Пример 1. Груз (рисунок 1) подвешен на стержнях и канатах и находится в равновесии. Изобразить систему сил, действующих на шарнир

Решение

Сила, не проходящая через точку крепления тела, вызывает вращение тела относительно точки, поэтому действие такой силы на тело оценивается моментом.

Момент силы относительно точки численно равен произведению модуля силы на расстояние от точки до линий действия силы.

Перпендикуляр, опущенный из точки на линию действия силы (рисунок 4), называется плечом силы.

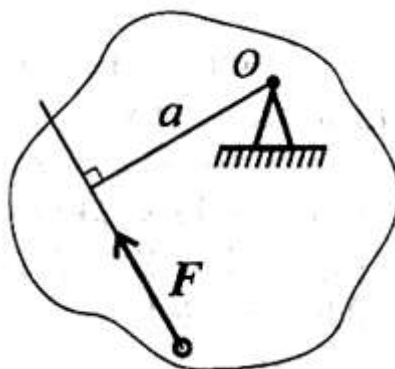


Рисунок 4 – Момент силы относительно точки

Обозначение момента $M_O(F)$ или $m_O(F)$;

$$M_O(F) = Fa.$$

Единица измерения $[m_O(F)] = \text{Н} \times \text{м}$.

Момент считается положительным, если сила разворачивает тело по часовой стрелке.

Примечание. В разных учебных пособиях знак момента назначается по-разному.

Момент силы относительно точки равен нулю, если линия действия силы проходит через точку, т. к. в этом случае расстояние от точки до силы равно нулю.

Пример 1. Дана пара сил $|F_1| = |F_1^1| = 42 \text{ кН}$; плечо 2 м. Заменить заданную пару сил эквивалентной парой с плечом 0,7 м (рисунок 5).

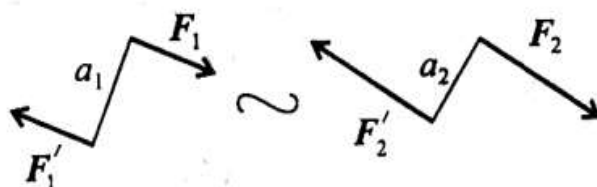


Рисунок 5 – Эквивалентные пары сил

$$m_1 = F_1 a_1; m_1 = 42 \cdot 2 = 84 \text{ кН} \cdot \text{м}; \quad m_2 = F_2 a_2; m_1 = m_2.$$

$$\text{Откуда } F_2 = \frac{84}{0,7} = 120 \text{ кН}.$$

Решение

Пары сил эквивалентны, если моменты этих пар численно равны:

Пример 2. Дана система пар сил (рисунок 2). Определить момент результирующей пары.

Пары сил эквивалентны, если моменты этих пар численно равны:

Пример 2. Дана система пар сил (рисунок 6). Определить момент результирующей пары.

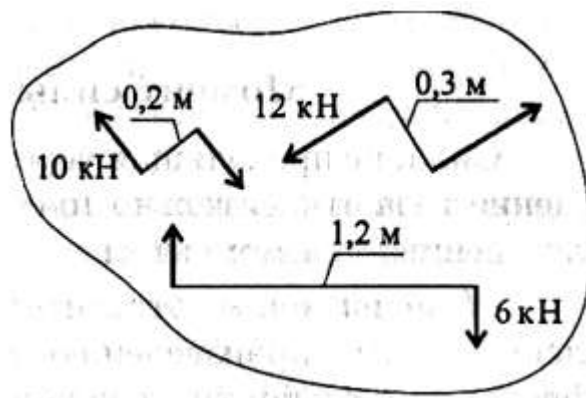


Рисунок 6 – К примеру 2

Решение

Момент результирующей пары равен алгебраической сумме моментов пар системы:

$$M_{\Sigma} = \sum_0^n m_k.$$

верно.

Подставив численные значения, получим:

$$m_1 = 10 \cdot 0,2 = 2 \text{ кНм};$$

$$m_2 = - 12 \cdot 0,3 = - 3,6 \text{ кНм};$$

$$m_3 = 6 \cdot 1,2 = 7,2 \text{ кНм};$$

$$M_{\Sigma} = 2 + (- 3,6) + 7,2 = 5,6 \text{ кНм}.$$

Знак свидетельствует о том, что момент вызывает вращение по часовой стрелке.

Величину силы и плеча определить не удастся.

Примечание. Чтобы уравновесить данную систему пар, необходимо приложить пару сил, равную по модулю и в обратную сторону. Такую пару сил называют уравновешивающей.

Форма представления результата:

Работа должна быть представлена в виде решенных заданий

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена защита работы и составлено уравнение моментов относительно точки С.

Оценка «хорошо» выставляется, если решены два задания.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если решено одно задание.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если задания не решены.

Тема 1.3 Плоская система произвольно расположенных сил

Практическое занятие №3

Определение реакций опор в двухопорной балке

Цель: формирование умений рассчитывать реакции опор в двухопорной балке.

Выполнив работу, вы будете уметь:

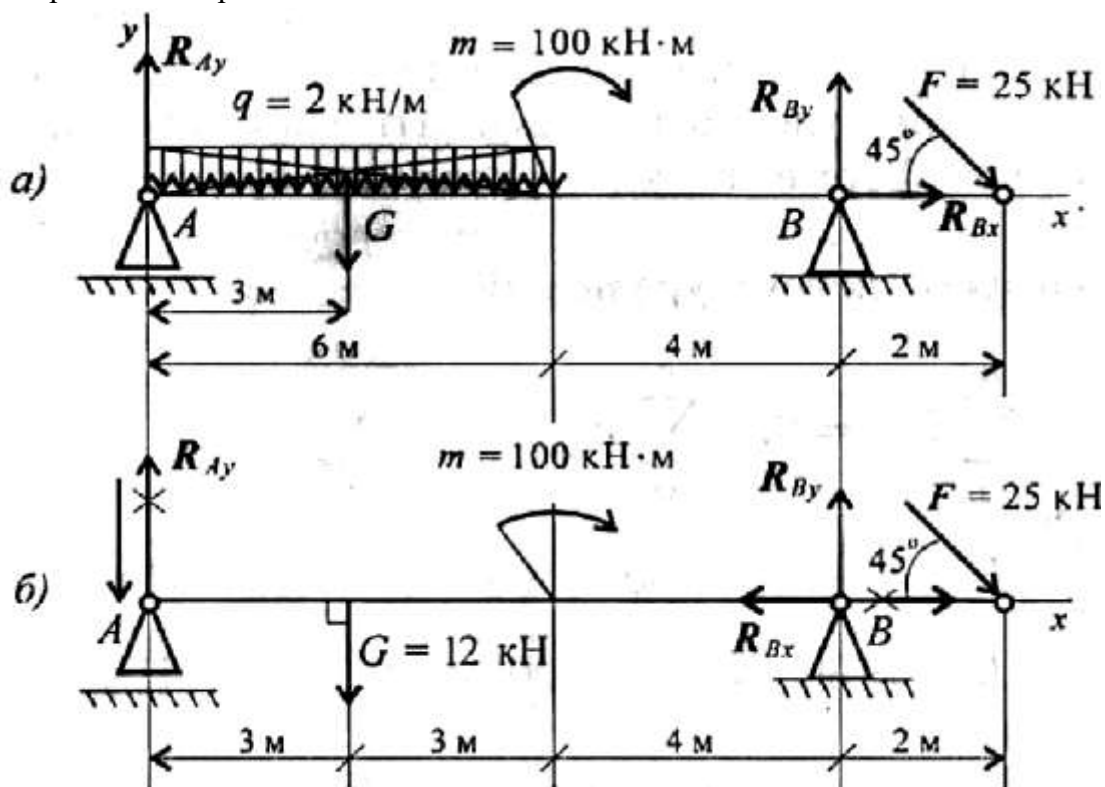
Уд 1. анализировать и решать задачи по статике и динамике.

Материальное обеспечение: линейка, карандаш, циркуль, калькулятор.

Задание: определите величины реакций в шарнирах двухопорной балки.

Порядок выполнения работы:

Пример. Двухопорная балка с шарнирными опорами A и B нагружена сосредоточенной силой F , распределенной нагрузкой с интенсивностью q и парой сил с моментом m (рисунок 1). Определить реакции опор.



а) с распределенной нагрузкой;

б) с заменой распределенной нагрузки на сосредоточенную

Рисунок 1 - Реакции опор в двухопорной балке

Решение

1. Левая опора (точка A) — подвижный шарнир, здесь реакция направлена перпендикулярно опорной поверхности. Правая опора (точка B) — неподвижный шарнир, здесь наносим две составляющие реакции вдоль осей координат. Ось Ox совмещаем с продольной осью балки.

2. Поскольку на схеме возникнут две неизвестные вертикальные реакции, использовать первую форму уравнений равновесия нецелесообразно.

3. Заменяем распределенную нагрузку сосредоточенной:

$$G = ql; G = 2 \times 6 = 12 \text{ кН.}$$

Сосредоточенную силу помещаем в середине пролета, далее задача решается с сосредоточенными силами (рис. 1, б).

4. Наносим возможные реакции в опорах (направление произвольное).

5. Для решения выбираем уравнение равновесия в виде

$$\begin{cases} \sum_{k=0}^n m_{kA} = 0; \\ \sum_{k=0}^n m_{kB} = 0; \\ \sum_{k=0}^n F_{kx} = 0. \end{cases} \quad \text{Проверка:} \quad \sum_{k=0}^n F_{ky} = 0.$$

6. Составляем уравнения моментов относительно точек крепления:

$$\sum_{k=0}^n m_{kA} = G \cdot 3 + m - R_{By} \cdot 10 + F \cdot 12 \cdot \sin 45^\circ = 0.$$
$$R_{By} \cdot 10 = G \cdot 3 + m + F \cdot 12 \cdot \sin 45^\circ;$$

$$R_{By} \cdot 10 = 12 \cdot 3 + 100 + 25 \cdot 12 \cdot 0,7; \quad R_{By} = \frac{346}{10} = 34,6 \text{ кН.}$$

Реакция направлена верно.

$$\sum_{k=0}^n m_{kB} = R_{Ay} \cdot 10 - G \cdot 7 + m + F \cdot 2 \cdot \sin 45^\circ = 0.$$

$$R_{Ay} \cdot 10 = G \cdot 7 - m - F \cdot 2 \cdot \sin 45^\circ;$$

$$R_{Ay} \cdot 10 = 12 \cdot 7 - 100 - 50 \cdot 0,7; \quad R_{Ay} = -\frac{51}{10} = -5,1 \text{ кН.}$$

Реакция отрицательная, следовательно, R_{Ay} нужно направить в противоположную сторону.

7. Используя уравнение проекций, получим:

$$\sum_{k=0}^n F_{kx} = R_{Bx} + F \cos 45^\circ = 0; \quad R_{Bx} = -F \cos 45^\circ; \quad R_{Bx} = -17,5 \text{ кН;}$$

R_{Bx} — горизонтальная реакция в опоре В.

Реакция отрицательна, следовательно, на схеме ее направление будет противоположно выбранному.

8. Проверка правильности решения. Для этого используем четвертое уравнение равновесия

$$\sum_{k=0}^n F_{ky} = 0:$$

$$-R_{Ay} - G + R_{By} - F \cos 45^\circ = 0.$$

Подставим полученные значения реакций. Если условие выполнено, решение верно:

$$-5,1 - 12 + 34,6 - 25 \cdot 0,7 = 0.$$

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена защита работы и составлено уравнение моментов относительно точки С.

Оценка «хорошо» выставляется, если все реакции посчитаны верно
Оценка «удовлетворительно» выставляется, если две реакции рассчитаны верно.
Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если реакции рассчитаны не верно.

Тема 1.3 Плоская система произвольно расположенных сил

Практическое занятие №4 Определение реакций в жесткой заделке

Цель: формирование умений рассчитывать реакции опор в жесткой заделке.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 1. анализировать и решать задачи по статике и динамике.

Материальное обеспечение: линейка, карандаш, циркуль, калькулятор.

Задание: определите реакции консольной балки, изображенной на рисунке 1.

Порядок выполнения работы:

Пример 1. Одноопорная (защемленная) балка нагружена сосредоточенными силами и парой сил (рисунок 1). Определить реакции заделки.

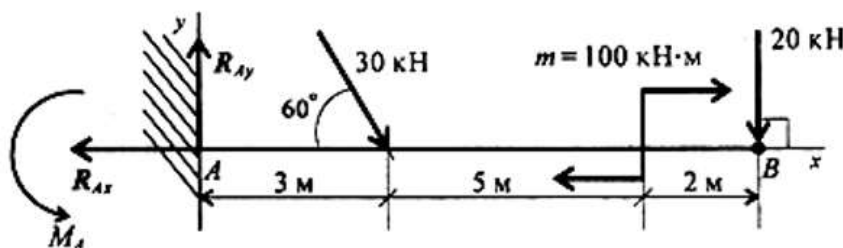


Рисунок 1 – Балка с защемленным концом

Решение

1. В заделке может возникнуть реакция, представляемая двум: составляющими (R_{Ay} , R_{Ax}), и реактивный момент M_A . Наносим на схему балки возможные направления реакций.

Замечание. Если направления выбраны неверно, при расчетах получим отрицательные значения реакций. В этом случае реакции на схеме следует направить в противоположную сторону, не повторяя расчета.

В силу малой высоты считают, что все точки балки находятся на одной прямой; все три неизвестные реакции приложены в одной точке. Для решения удобно использовать систему уравнений равновесия в первой форме. Каждое уравнение будет содержать одну неизвестную.

2. Используем систему уравнений:

$$\sum_0^n F_{kx} = 0; \quad \sum_0^n F_{ky} = 0; \quad \sum_0^n m_{kA} = 0.$$

$$\sum_0^n F_{kx} = -R_{Ax} + 30 \cdot \cos 60^\circ + 20 \cdot \cos 90^\circ = 0.$$

$$R_{Ax} = 30 \cdot \cos 60^\circ + 20 \cdot \cos 90^\circ = 15 \text{ кН}.$$

$$\sum_0^n F_{ky} = R_{Ay} - 30 \cdot \cos 30^\circ - 20 \cdot \cos 0^\circ = 0.$$

$$R_{Ay} = 30 \cdot 0,866 + 20 \cdot 1 = 45,98 \text{ кН}.$$

$$\sum_0^n m_{kA} = -M_A + 30 \cdot 3 \cdot \sin 60^\circ + 100 + 20 \cdot 10 = 0.$$

$$M_A = 377,94 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Знаки полученных реакций (+), следовательно, направления реакций выбраны верно.

3. Для проверки правильности решения составляем уравнение моментов относительно точки В.

$$\sum m_{kB} = -M_A + R_{Ay} \cdot 10 - 30 \cdot 7 \cdot \sin 60^\circ + 100 = 0.$$

Подставляем значения полученных реакций:

$$-377,94 + 45,98 \cdot 10 - 210 \cdot 0,866 + 100 = 0;$$

$$-559,8 + 559,8 = 0.$$

Решение выполнено верно.

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена защита работы и составлено уравнение моментов относительно точки С.

Оценка «хорошо» выставляется, если все реакции посчитаны верно

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если две реакции рассчитаны верно.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если реакции рассчитаны не верно.

Тема 1.4 Центр тяжести

Практическое занятие №5

Определение центра тяжести фигуры

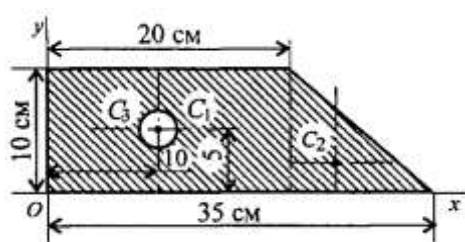
Цель: Формирование умений рассчитывать центр тяжести стандартных прокатных профилей.

Выполнив работу, Вы будете уметь:

Уд 1. анализировать и решать задачи по статике и динамике.

Материальное обеспечение: линейка, карандаш, циркуль, калькулятор.

Задание: определите координаты центра тяжести плоской фигуры



Порядок выполнения работы:

1. Разбиваем фигуру на несколько стандартных фигур.
2. Указываем центр тяжести каждой фигуры, и обозначаем их C_1, C_2, C_n .
3. Выбираем систему координат. Если фигура симметрична, то одну из осей следует располагать вдоль оси симметрии.
4. Определяем площадь и координаты центра тяжести каждой составной фигуры.
5. Составляем формулы для определения координат центра тяжести сечения.

$$x_c = \sum \frac{S_k * x_k}{S};$$

$$y_c = \sum \frac{S_k * y_k}{S}$$

где S_k – площади частей сечения,

x_k, y_k – координаты ЦТ частей сечения,

S – суммарная площадь сечения

6. Указываем положение центра тяжести фигуры на рисунке.

Форма представления результата:

Оформленная работа предоставляется преподавателю на проверку в тетради, или по средствам использования образовательного портала МГТУ.

Критерии оценки:

«Отлично» - в решении отсутствуют ошибки и неточности.

«Хорошо» - допущено несколько неточностей, отсутствуют грубые ошибки.

«Удовлетворительно» - допущено не более двух ошибок.

«Неудовлетворительно» - более двух ошибок допущено в решении задачи.

Тема 1.4 Центр тяжести

Практическое занятие №6

Определение центра тяжести фигуры, составленной из прокатных профилей

Цель: знать методы определения центра тяжести тела и формулы для определения положения центра тяжести плоских фигур. Уметь определять положение центра тяжести сложных геометрических фигур и фигур, составленных из стандартного профиля

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 1. анализировать и решать задачи по статике и динамике.

Материальное обеспечение: линейка, карандаш, циркуль, калькулятор.

Задание: выполните расчеты

Порядок выполнения работы:

Пример 1. Определить координаты центра тяжести составного сечения. Сечение состоит из листа и прокатных профилей.

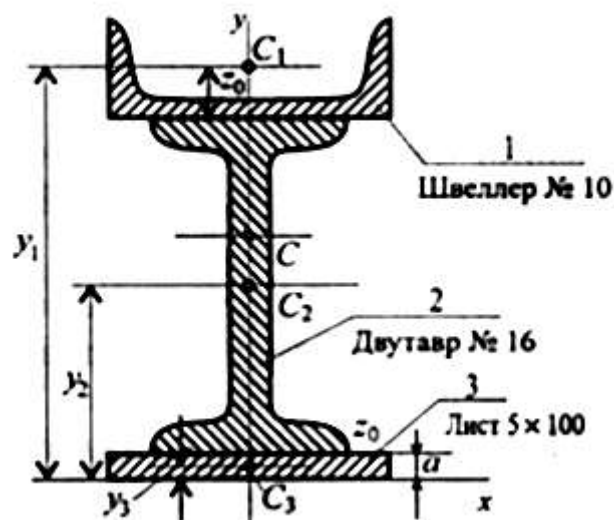


Рисунок 1 – Составное сечение из листа и прокатных профилей

Примечание. Часто рамы сваривают из разных профилей, создавая необходимую конструкцию. Таким образом, уменьшается расход металла и образуется конструкция высокой прочности.

Для стандартных прокатных профилей собственные геометрические характеристики известны. Они приводятся в соответствующих стандартах.

Решение

1. Обозначим фигуры номерами и выпишем из таблиц необходимые данные:

- 1) □ швеллер № 10 (ГОСТ 8240-89); высота $h = 100$ мм; ширина полки $b = 46$ мм; площадь сечения $A_1 = 10,9$ см²;
- 2) □ двутавр № 16 (ГОСТ 8239-89); высота 160 мм; ширина полки 81 мм; площадь сечения $A_2 = 20,2$ см²;
- 3) □ лист 5x100; толщина 5 мм; ширина 100 мм; площадь сечения $A_3 = 0,5 \times 10 = 5$ см².

2. Координаты центров тяжести каждой фигуры можно определить по чертежу.

Составное сечение симметрично, поэтому центр тяжести находится на оси симметрии и координата $x_C = 0$.

$$\begin{aligned} \text{Швеллер 1: } y_1 &= a + h_2 + z_0; y_1 = 0,5 + 16 + 1,44 = 17,54 \text{ см.} \\ \text{Двутавр 2: } y_2 &= a + \frac{h_2}{2}; y_2 = 0,5 + 16/2 = 8,5 \text{ см.} \\ \text{Лист 3: } y_3 &= a/2 = 0,25 \text{ см.} \end{aligned}$$

3. Определение центра тяжести составного сечения:

$$y_C = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$y_C = \frac{10,9 \cdot 17,54 + 20,2 \cdot 8,5 + 5 \cdot 0,25}{10,9 + 20,2 + 5} = 10 \text{ см.}$$

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена защита работы и определены координаты указанной преподавателем на схеме точки.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно рассчитаны координаты общего центра тяжести

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно определены координаты центра тяжести отдельных профилей.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если координаты рассчитаны не верно.

Тема 2.2 Простейшие движения твердого тела. Сложное движение твердого тела

Практическое занятие №7

Решение задач на поступательное и вращательное движения

Цель: формирование умений рассчитывать перемещения, скорости и ускорения при поступательном и вращательном движениях.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 1. анализировать и решать задачи по статике и динамике.

Материальное обеспечение: линейка, карандаш, циркуль, калькулятор.

Задание: Точка движется прямолинейно согласно уравнению $s = 20t - 5t^2$ (s в м, t в с). Построить графики расстояний, скорости и ускорения для первых 4 с движения. Определить путь, пройденный точкой за 4 с, и описать движение точки

Порядок выполнения работы:

Расчетные формулы для определения параметров движения тела.

Все точки тела движутся одинаково. Закон равномерного движения:

$$S = S_0 + vt.$$

Закон равнопеременного движения:

$$S = S_0 + v_0t + \frac{a_t t^2}{2}.$$

Здесь S_0 — путь, пройденный до начала отсчета, м;

v_0 — начальная скорость движения, м/с;

a_t — постоянное касательное ускорение, м/с²

Скорость:

$$v = S'; v = v_0 + a_t t.$$

Ускорение:

$$a_t = v'.$$

Закон неравномерного движения:

$$S = f(t^3).$$

Кинематический график равномерного поступательного движения представлен на рисунке 1.

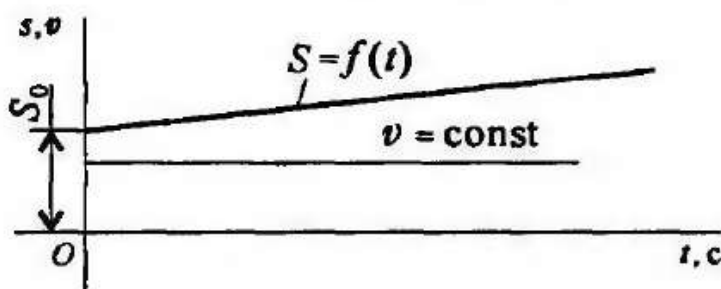


Рисунок 1 – Равномерное поступательное движение

Пример 1. По заданному графику скорости найти путь, пройденный за время движения (рисунок 2).

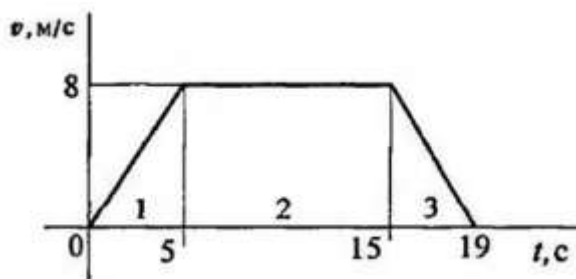


Рисунок 2 – График скорости

Решение

1. По графику следует рассмотреть три участка движения. Первый участок — разгон из состояния покоя (равноускоренное движение).

Уравнение скорости $v_1 = v_0 + a_1 t_1$; $v_0 = 0$.

Ускорение $a_1 = \frac{v_1}{t_1}$; $a_1 = \frac{8}{5} = 1,6 \text{ м/с}$.

Второй участок — равномерное движение: $v = 8 \text{ м/с}$; $a_2 = 0$.

Третий участок — торможение до остановки (равнозамедленное движение).

Уравнение скорости $v_3 = v_{03} + a_3 t_3$; $v_3 = 0$.

Ускорение $a_3 = \frac{v_{03}}{t_3}$; $a_1 = -\frac{8}{4} = -2 \text{ м/с}$.

2. Путь, пройденный за время движения, будет равен:

$$\begin{aligned} \text{первый участок: } S_1 &= S_0 + v_0 t + \frac{at^2}{2}; \quad S_0 = 0; \quad v_0 = 0; \\ S_1 &= \frac{a_1 t_1^2}{2}; \quad S_1 = \frac{1,6 \cdot 5^2}{2} = 20 \text{ м/с}; \\ \text{второй участок: } S_2 &= vt_2 = 8 \cdot 10 = 80 \text{ м/с}; \\ \text{третий участок: } S_3 &= S_{03} + v_{03} t_3 + \frac{a_3 t_3^2}{2}; \quad S_{03} = S_1 + S_2; \\ v_{03} &= 8 \text{ м/с}; \quad a_3 = -2 \text{ м/с}^2. \\ \text{Путь за время движения} \\ S_{\Sigma} &= S_3 = 100 + 8 \cdot 4 + \frac{-2 \cdot 4^2}{2} = 116 \text{ м}. \end{aligned}$$

Пример 2. Тело, имевшее начальную скорость 36 км/ч, прошло 50 м до остановки. Считая движение равнозамедленным, определить время торможения.

Решение

1. Записываем уравнение скорости для равнозамедленного движения:

$$v = v_0 + at = 0.$$

Определяем начальную скорость в м/с: $v_0 = 36 \cdot 1000 / 3600 = 10 \text{ м/с}$.

Выразим ускорение (замедление) из уравнения скорости: $a = -v_0 / t$

2. Записываем уравнение пути: $S = v_0 t / 2 + at^2 / 2$. После подстановки получим: $S = v_0 t / 2$

3. Определяем время до полной остановки (время торможения):

$$t = 2S / v_0 = 2 \cdot 50 / 10 = 10 \text{ с}.$$

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена защита работы (определить координаты указанной преподавателем на схеметочки).

Оценка «хорошо» выставляется, если верно определены скорость и ускорения

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно определена скорость.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если скорости и ускорения рассчитаны не верно.

Тема 4.2 Растяжение и сжатие**Практическое занятие №8****Построение эпюр при растяжении, сжатии**

Цель: формирование умений строить эпюры продольных сил и нормальных напряжений.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 2. выполнять расчёты и испытания материалов.

Материальное обеспечение: линейка, карандаш, циркуль, калькулятор.

Задание:

Для заданного стального бруса (сталь Ст. 3 с $[\sigma_m] = 240 \frac{H}{мм^2}$) требуется:

построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса.

Порядок выполнения работы:

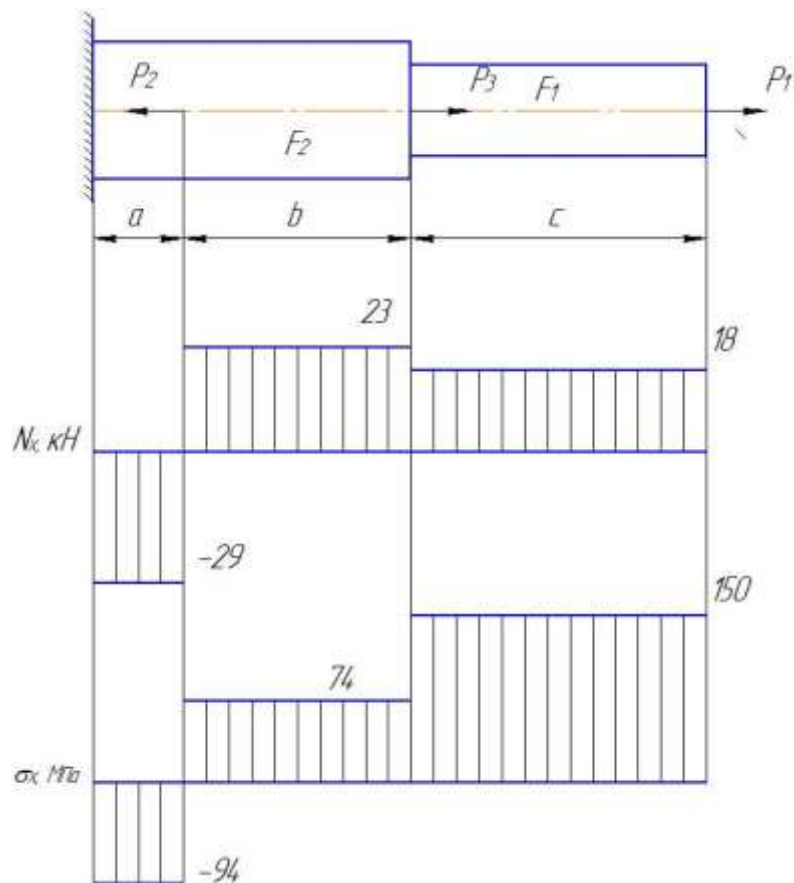
Растяжение: Модуль упругости для стали $E = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м.

P ₁	P ₂	P ₃	F ₁	F ₂	a	b	c
кН			мм ²	мм ²	м		
18	52	5	120	310	0,1	0,25	0,5

$$N_1 = P_1 = 18 \text{ кН.}$$

$$N_2 = P_1 + P_3 = 18 + 5 = 23 \text{ кН.}$$

$$N_3 = P_1 + P_3 - P_2 = 18 + 5 - 52 = -29 \text{ кН.}$$



$$\sigma_1 = \frac{N_1}{F_1} = \frac{18000}{120 \cdot 10^{-6}} = 150 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{F_2} = \frac{23000}{310 \cdot 10^{-6}} = 74 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{F_2} = \frac{-29000}{310 \cdot 10^{-6}} = -94 \text{ МПа.}$$

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно построены все эпюры.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно построена эпюра продольных сил.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если брус рассчитан не верно.

Тема 4.2 Растяжение и сжатие

Практическое занятие №9

Расчёт на прочность при растяжении и сжатии. Определение перемещения свободного края бруса

Цель: формирование умений рассчитывать стержни на прочность при растяжении и сжатии.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 2. выполнять расчёты и испытания материалов.

Материальное обеспечение: линейка, карандаш, циркуль, калькулятор.

Задание: Рассчитайте конструкцию на прочность

Порядок выполнения работы:

Необходимые формулы.

Нормальное 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

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

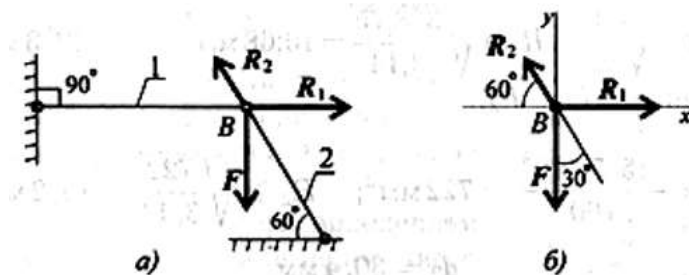
$[s]$ — допускаемый запас прочности.

Условие прочности при растяжении и сжатии:

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

Примеры расчетов на прочность и жесткость

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



А) с реакцией связи; б) без реакций связи

Рисунок 1 – Груз на стержне

Решение

Определить нагрузку на стержни. Рассмотрим равновесие точки B , определим реакции стержней. По пятой аксиоме статистики (закону действия и противодействия) реакция стержня численно равна нагрузке на стержень. Наносим реакции связей, действующих в точке B . Освобождаем точку B от связей (рисунок 1, а). Выбираем систему координат так, чтобы одна из осей координат совпала с неизвестной силой (рисунок 1, б). Составим систему уравнений равновесия для точки B :

$$\begin{aligned}\sum F_x &= -R_2 \cos 60^\circ + R_1 = 0; \\ \sum F_y &= R_2 \cos 30^\circ - F = 0.\end{aligned}$$

Решаем систему уравнений и определяем реакции стержней.

$$\begin{aligned}R_2 &= \frac{F}{\cos 30^\circ}; \quad R_2 = \frac{100}{0,866} = 115,5 \text{ кН.} \\ R_1 &= R_2 \cos 60^\circ; \quad R_1 = 115,5 \cdot 0,5 = 57,4 \text{ кН.}\end{aligned}$$

Направление реакций выбрано верно. Оба стержня сжаты. Нагрузки на стержни: $F_1 = 57,4 \text{ кН}$; $F_2 = 115,5 \text{ кН}$. Определяем потребную площадь поперечного сечения стержней из условий прочности. Условие прочности на сжатие:

$$\sigma = N/A \leq [\sigma],$$

Откуда

$$A \geq \frac{N}{[\sigma]}.$$

Стержень 1 ($N_1 = F_1$):

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

Для круга

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

Стержень 2 ($N_2 = F_2$):

$$\begin{aligned}A_2 &\geq \frac{115,5 \cdot 10^3}{160} = 722 \text{ мм}^2; \quad R_2 \geq \sqrt{\frac{722}{3,14}} = 15,2 \text{ мм}; \\ d_2 &= 30,4 \text{ мм}.\end{aligned}$$

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:

$$\begin{aligned}A_1 &= \frac{\pi d_1^2}{4}; \quad A_2 = \frac{3,14 \cdot 25^2}{4} = 490 \text{ мм}^2; \\ \Delta l_1 &= \frac{57,4 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 490} = 1,17 \text{ мм}.\end{aligned}$$

Укорочение стержня 2:

$$A_2 = \frac{3,14 \cdot 32^2}{4} = 804 \text{ мм}^2; \quad \Delta l_2 = \frac{115,5 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 804} = 0,72 \text{ мм}.$$

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно определены нагрузки на стержни.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно определены реакции опор.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если реакции опор и нагрузки рассчитаны не верно.

Тема 4.3 Кручение

Практическое занятие №10

Расчет вала на прочность и жесткость при кручении

Цель: формирование умений рассчитывать вал на прочность и жесткость при кручении.

Выполнив работу, вы будете уметь:

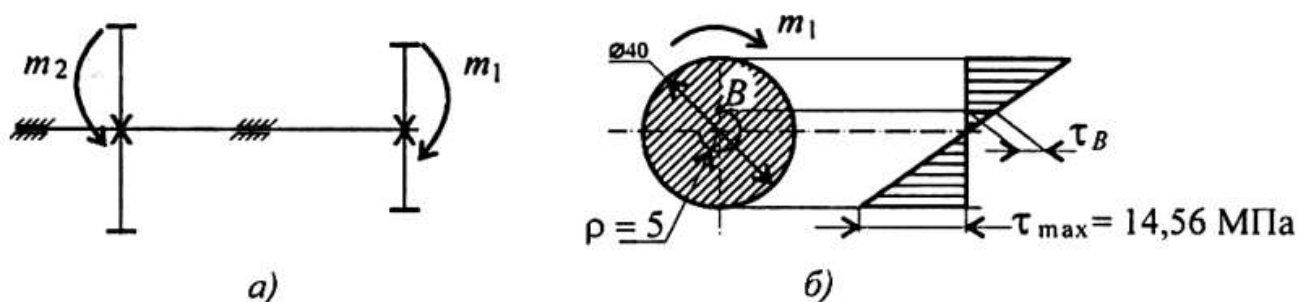
Уд 2. выполнять расчёты и испытания материалов.

Материальное обеспечение: линейка, карандаш, циркуль, калькулятор.

Задание: Рассчитайте конструкцию на прочность и жесткость

Порядок выполнения работы:

Пример. Стальной вал диаметром 40 мм передает мощность 15кВт при угловой скорости 80 рад/с (рисунок 1); проверить прочность и жесткость вала, если допускаемое напряжение кручения 20 МПа. Модуль упругости при сдвиге $0,8 \cdot 10^5$ МПа. Допускаемый угол закручивания $[\varphi_0] = 0,6$ град/м. Построить эпюру касательных напряжений и определить значение касательного напряжения в точке, удаленной на 5 мм от оси вала.



а) стальной вал; б) эпюра касательных напряжений

Рисунок 1 – Схема вала

Решение

Определяем вращающий момент на валу:

$$M_{\text{вр}} = \frac{P}{\omega}; \quad M_{\text{вр}} = \frac{15 \cdot 1000}{80} = 187,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проверка прочности вала. Из условия равновесия

$$m_1 + m_2 = 0; \quad m_1 = m_2 = M_{\text{к}}.$$

Условие прочности:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau_k],$$

где τ_k — расчетное напряжение в сечении; M_k — крутящий момент в сечении; W_p — момент сопротивления; $[\tau_k]$ — допускаемое напряжение кручения.

$$3. \tau_k = \frac{187,5 \cdot 10^3}{12800} = 14,65 \text{ МПа.}$$

$$W_p = 0,2d^3 = 0,2 \cdot 40^3 = 12800 \text{ мм}^3.$$

Прочность обеспечена. Максимальное касательное напряжение в сечении $14,65 \text{ МПа} < 20 \text{ МПа}$.

Проверка жесткости. Условие жесткости:

$$\varphi_0 = \frac{M_k}{GJ_p} \leq [\varphi_0],$$

где φ_0 — относительный угол закручивания; J_p — полярный момент инерции при кручении; $[\varphi_0]$ — допускаемый угол закручивания.

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1d^4.$$

$$J_p = 0,1 \cdot 40^4 = 256 \cdot 10^3 \text{ мм}^4.$$

$$\varphi_0 = \frac{187,5 \cdot 10^3}{0,8 \cdot 10^5 \cdot 256 \cdot 10^3} = 9 \cdot 10^{-6} \text{ рад/мм.}$$

Угол закручивания участка

$$\varphi_0 = 9 \cdot 10^{-6} \text{ рад/мм} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ рад/м.}$$

$$[\varphi_0] = 0,6 \text{ град/м} \approx 0,01 \text{ рад/м} > 0,009 \text{ рад/м.}$$

Жесткость обеспечена.

6. Построим эпюру касательных напряжений в поперечном сечении (рисунок 1, б).
Определим напряжение в точке, удаленной на 5 мм от оси вала.

$$\tau/\rho = \tau_{\max}/\tau_B.$$

$$\tau_{\max} = 14,65 \text{ МПа.}$$

$$\frac{20}{5} = \frac{14,65}{\tau_B}; \quad \tau_B = \frac{14,65 \cdot 5}{20} \approx 3,66 \text{ МПа.}$$

Контрольные вопросы и задания

1. Определите крутящий момент в сечении 2-2 (рисунок 2).

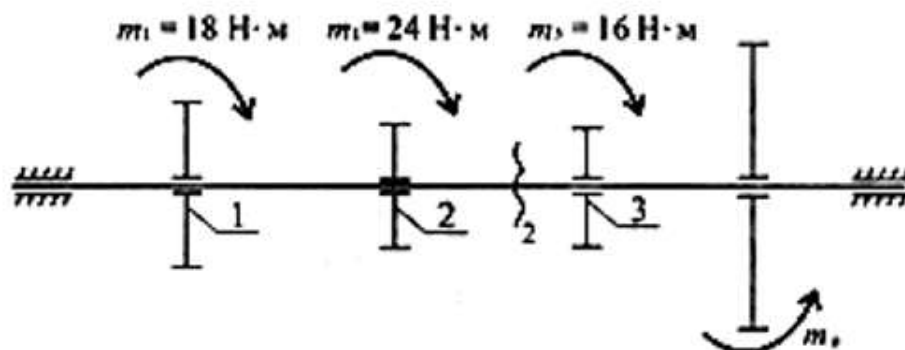


Рисунок 2 – Схема вала

- В каком порядке рациональнее расположить шкивы, чтобы получить минимальную нагрузку на вал? Использовать схему рисунок 2.
- Как изменится напряжение в сечении, если диаметр вала уменьшить в два раза?
- Проведены расчеты вала на прочность и жесткость. Получено: диаметр вала из расчета на прочность 65 мм, диаметр вала из расчета на жесткость 70 мм. Каким должен быть вал?
- Как изменится угол закручивания вала, если крутящий момент увеличить в 4 раза, а диаметр уменьшить в 2 раза?
- Напишите условия прочности и жесткости при кручении.

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно определены нагрузки на стержни.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно определены реакции опор.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если реакции опор и нагрузки рассчитаны не верно.

Тема 4.4 Изгиб

Практическое занятие №11

Построение эпюр Q и $M_{изг}$

Цель: формирование умений рассчитывать балки на изгиб.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 2. выполнять расчёты и испытания материалов.

Материальное обеспечение: линейка, карандаш, циркуль, калькулятор.

Задание: По методу сечений постройте эпюры изгибающих моментов и поперечной силы. Определить опасное сечение

Порядок выполнения работы:

Пример. На двух опорную балку действуют сосредоточенные силы и моменты (рисунок 1). Построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.

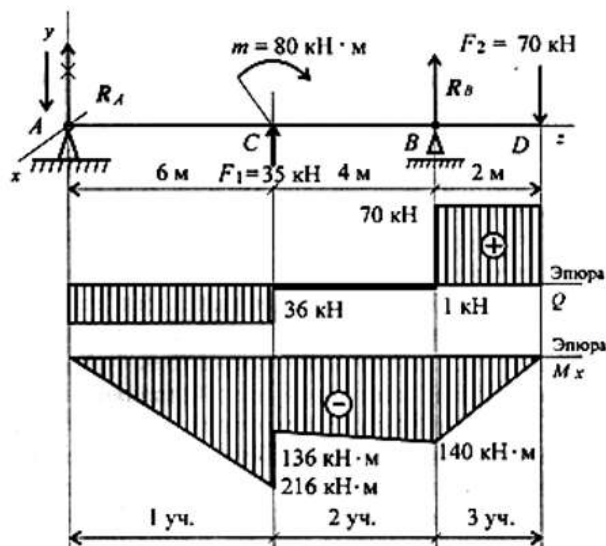


Рисунок 1 – Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов 2-х опорной балки

Для двух опорной балки построение эпюр начинают с определения опорных реакций балки. Для их определения используем систему уравнений равновесия, составляем два уравнения моментов относительно шарнирных опор. Затем проводим проверку правильности решения по уравнению

$$\sum_0^n F_{ky} = 0$$

Решение

Определение реакций в опорах.

Уравнения равновесия:

$$\sum m_A = 0; -F_1 \cdot 6 + m - R_B \cdot 10 + F_2 \cdot 12 = 0;$$

$$-35 \cdot 6 + 80 - R_B \cdot 10 + 70 \cdot 12 = 0;$$

$$R_B \cdot 10 = -210 + 80 + 840;$$

$$R_B = 71 \text{ кН.}$$

$$\sum m_B = 0; R_A \cdot 10 + F_1 \cdot 4 + m + F_2 \cdot 2 = 0;$$

$$R_A \cdot 10 + 80 + 35 \cdot 4 + 70 \cdot 2 = 0;$$

$$R_A \cdot 10 = -80 - 140 - 140 = -360;$$

$$R_A = -36 \text{ кН.}$$

Реакция в опоре направлена в обратную сторону.

Проверка: $\sum F_y = 0;$

$$-R_A + F_1 + R_B - F_2 = 0; \quad -36 + 35 + 71 - 70 = 0.$$

Реакции определены верно.

Для упрощения расчетов при построении эпюр поперечных сил и изгибающих моментов можно провести расчет по *характерным точкам* без составления уравнений.

Для этого используют известные связи между поперечной силой и изгибающим моментом и правила построения эпюр.

Участок 1 (от точки *A* до точки *C*).

В точке *A* приложена реакция *R_A*, направленная вниз. Поперечная сила на участке постоянна: $Q_1 = R_A = -36 \text{ кН.}$

Момент в точке *A* равен нулю.

Точка *C* (слева). Приложена внешняя сила $F_1 = 35 \text{ кН}$, направленная вверх, — здесь возникнет скачок вверх на величину 35 кН. Момент в точке *C* (слева) может быть рассчитан по известной зависимости

$$M_C^{\text{слева}} = -R_A \cdot 6; \quad M_C^{\text{слева}} = -36 \cdot 6 = -216 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Участок 2 (от точки *C* справа до точки *B*).

Поперечная сила в точке *C* (справа) равна $Q_C^{\text{справа}} = -R_A + F_1;$

$$Q_C^{\text{справа}} = -36 + 35 = -1 \text{ кН.}$$

В точке *C* приложена внешняя пара сил с моментом 80 кН·м, следовательно, здесь проявляется скачок на величину приложенного момента:

$$M_C^{\text{справа}} = M_C^{\text{слева}} + m; \quad M_C^{\text{справа}} = -216 + 80 = -136 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Поперечная сила на втором участке постоянна: $Q_2 = Q_C^{\text{справа}}$.

Момент в точке B определяется по зависимости $M_B = -Ra \cdot 10 + F_I \cdot 4 + m$; $M_B = -36 \cdot 10 + 35 \cdot 4 + 80 = -140 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Справа и слева от точки B момент имеет одинаковые значения.

Участок 3 (от точки B (справа) до точки D).

В точке B приложена внешняя сила R_B . Здесь появляется скачок на величину 71 кН,

$Q_B = -1 + 71 = 70 \text{ кН}$.

Дальше по участку поперечная сила не изменяется. Момент в точке D равен нулю, т. к. здесь не приложена внешняя пара сил: $M_D = 0$.

Рассмотрение поперечных сил и изгибающих моментов можно было провести слева направо или справа налево.

По полученным значениям сил и моментов строим эпюры (эпюры под схемой вала, рисунок 1).

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно определены нагрузки на балку.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно определены реакции опор.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если реакции опор и нагрузки рассчитаны не верно.

Тема 5.1 Основные положения. Общие сведения о передачах.

Фрикционные передачи и вариаторы

Практическое занятие №12

Расчет основных характеристик передач (по вариантам). Работа в тренажере «Электронный курс «Слесарь-ремонтник». Раздел «Техническая механика»»

Цель: формирование умений рассчитывать основные характеристики зубчатых, ременных и цепных передач.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 3. рассчитывать и подбирать параметры механических передач, валов, подшипников и редукторов для обеспечения надёжности машинных узлов.

Материальное обеспечение: модели (зубчатые колеса, детали машин).

Задание: Рассчитайте основные геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи.

Порядок выполнения работы:

Пример.

Выбор материала колес (табл.1).

Таблица 1 - Материал колес

Вид	$\sigma_{\text{в}}$ МПа	$\sigma_{\text{т}}$ МПа	НВ	Материал колес
Шестерня	930	690	270	Ст 45 улучшенная
Колесо	730	490	240	Ст 45 улучшенная

Вращающий момент на валу шестерни редуктора

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{1500}{78,5} = 19 \text{ Нм.}$$

$$\omega_1 = \omega_2 \cdot u_p.$$

Вращающий момент на валу колеса

$$T_2 = T_1 u_p = 19 \cdot 2 = 38 \text{ Нм.}$$

Предел контактной выносливости

$$[\sigma]_{H1 \lim b} = 2HB + 70 = 610 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma]_{H2 \lim b} = 2HB + 70 = 550 \text{ МПа.}$$

$$k_{H1}=1; \quad [n]_{H1}=[n]_{H2}=1,15.$$

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H1 \lim b} k_{H1L}}{[n]_{H1}} = 530 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H2 \lim b} k_{H2L}}{[n]_{H2}} = 478 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 454 \text{ МПа.}$$

Предел выносливости зубьев при изгибе

$$\sigma_{F1 \lim b} = 1,8HB = 486 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F2 \lim b} = 1,8HB = 432 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения при изгибе $[n]_{F1}=1,75$; $[n]_{F2}=1,75$.

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F1 \lim b}}{[n]_{F1}} = 278 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F2 \lim b}}{[n]_{F2}} = 247 \text{ МПа.}$$

$$k_{H\beta}=1,15; \Psi_{BA}=0,25.$$

Межосевое расстояние:

$$a_w = (u+1) \sqrt{\left(\frac{310}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{T_2 k_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2}} = 79 \text{ мм.}$$

Принимаем: $a_w = 100 \text{ мм.}$

Нормальный модуль зацепления

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w = 1 \dots 2 \text{ мм. Округляем до стандартного значения: 1; 1,5; 2; 2,5; 3,4,5,6.}$$

Принимаем $m = 2 \text{ мм.}$

Числа зубьев:

$$z_\Sigma = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \cdot 100}{2} = 100.$$

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{100}{2+1} = 33,3. \text{ Принимаем } z_1 = 33.$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 100 - 33 = 67. \text{ Принимаем } z_2 = 67.$$

Основные размеры шестерни и колеса
делительные диаметры

$$d_1 = m z_1 = 2 \cdot 33 = 66 \text{ мм.}$$

$$d_2 = m z_2 = 2 \cdot 67 = 134 \text{ мм.}$$

$$\text{Проверка } a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{66 + 134}{2} = 100 \text{ мм.}$$

диаметры вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 66 + 2 \cdot 2 = 70 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 134 + 2 \cdot 2 = 138 \text{ мм.}$$

диаметры впадин зубьев

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 66 - 2,5 \cdot 2 = 61 \text{ мм.}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m =$$

$$134 - 2,5 \cdot 2 = 129 \text{ мм.}$$

$$\text{ширина колеса} \quad b_2 = \Psi_{BA} \cdot a_w = 0,25 \cdot 100 = 25 \text{ мм.}$$

$$\text{ширина шестерни} \quad b_1 = b_2 + 6 = 25 + 6 = 31 \text{ мм.}$$

Коэффициент ширины шестерни по диаметру

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{31}{66} = 0,47.$$

Работа в тренажере «Электронный курс «Слесарь-ремонтник». Раздел «Техническая механика»»

Перейдите на образовательный портал в электронный курс «Слесарь-ремонтник», выберите раздел «Техническая механика» (<https://newlms.magtu.ru/course/section.php?id=2099235>). Изучите предложенный материал и выполните тестирование.

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно определены все параметры зубчатых передач.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно определены часть параметров зубчатых передач.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если параметры зубчатых передач рассчитаны не верно.

Тема 5.3 Валы и оси. Опоры валов и осей

Практическое занятие №13

Расчет валов на прочность и жесткость

Цель: Уметь рассчитывать валы на прочность и жесткость.

Выполнив работу, вы будете уметь:

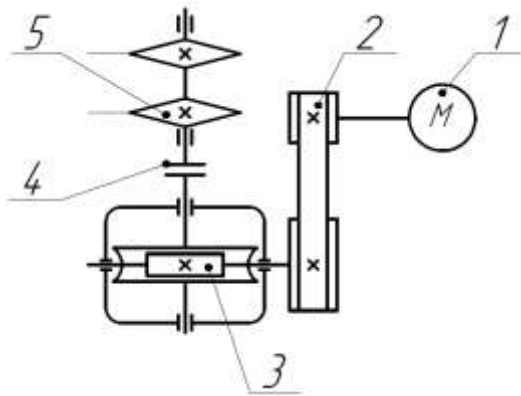
Уд 3. рассчитывать и подбирать параметры механических передач, валов, подшипников и редукторов для обеспечения надёжности машинных узлов.

Материальное обеспечение: модели (валы червячные, червячные колеса, детали машин).

Задание: Рассчитайте вал на прочность и жесткость

Порядок выполнения работы:

Привод цепного транспортера



1 - двигатель; 2 - клиноременная передача;
3 - червячный редуктор;
4 - муфта зубчатая; 5 – звездочка тяговая

Исходные данные

Тяговая сила ленты, F , кН	1,2
Скорость ленты, V , м/с	1,2
Шаг цепи, p , мм	21
Число зубьев звездочки, z	65

1. Предварительный расчет валов редуктора

1.1 Быстроходный вал

Крутящие моменты в поперечных сечениях валов:

из формулы (13.16) для ведомого вала червячного колеса: $T_{к2} = T_2 = 268,8$ Нм.

из формулы (13.17) для ведущего вала (червяк): $T_{к1} = 15,8$ Нм.

Витки червяка выполнены за одно целое с валом.

Диаметр выходного участка вала по формуле (14.1):

$$d_{B1} \geq \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{15,8 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 14,7 \text{ мм} \quad (14.1)$$

где $\tau_k = 10 \cdot 25$ – допускаемое напряжение кручению, МПа.

Примем $d_{B1} = 20$ мм.

1.2 Тихоходный вал

диаметр выходного участка вала:

$$d_{B2} \geq \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{268,8 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 37,7 \text{ мм} \quad (14.2)$$

Принимаем стандартное значение диаметра вала: $d_{B2} = 40$ мм.

Посадочные диаметры под подшипники ведущего и ведомого валов:

$$\begin{aligned} d_{П1} &\geq d_{B1} + 5 = 20 + 5 = 25 \text{ мм.} \\ d_{П2} &= d_{B2} + 5 = 40 + 5 = 45 \text{ мм} \end{aligned} \quad (14.3)$$

Посадочный диаметр под червячное колесо:

$$d_K \geq d_{П2} + 5 = 45 + 5 = 50 \text{ мм} \quad (14.4)$$

Используя диаметр вала под подшипники намечаем радиально-упорные шариковые подшипники для червяка и роликовые конические для вала червячного колеса (табл.14.1):

Таблица 14.1

Основные параметры выбранных подшипников

Вал	Условное обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН		е
		d	D	B	динамическая, С	статическая, C_0	

Ведущий	46305	25	62	17	14,6	26,9	0,68
Ведомый	7209	45	85	20	33	50	0,41

2. Проверка долговечности подшипников

Конструктивно определяем размер между подшипниками червяка:

$l_B=350$ мм; между подшипниками вала червячного колеса $l_T=200$ мм.

Червяк должен иметь правое направление витков.

Расстояние до шкива ременной передачи: $l_{on}=65$ мм. До муфты на ведомом валу: $l_M=100$ мм.

2.1 Проверка долговечности подшипников на быстроходном валу

Диаметр $d_1=50$ мм.

Сила со стороны шкива:

$$F_{ш} = 1,25 \cdot \sqrt{T_B^3} = 1,25 \cdot \sqrt{15,8^3} = 78,6 \text{ Н} \quad (14.5)$$

Реакции опор:

в плоскости XOZ

$$R_{Ax} = \frac{F_t \cdot \frac{l_B}{2} + F_{оп} \cdot l_{оп}}{l_B} = \frac{2688,1 \cdot \frac{350}{2} + 78,6 \cdot 65}{350} = 1358,6 \text{ Н} \quad (14.6)$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{оп} \cdot (l_{оп} + l_6) - F_t \cdot \frac{l_B}{2}}{l_B} = \frac{78,6 \cdot (65 + 350) - 2688,1 \cdot \frac{350}{2}}{350} = -1250,8 \text{ Н} \quad (14.7)$$

Проверка:

$$\sum X_i = F_{оп} - R_{Bx} - F_t + R_{Ax} = 0 \quad (14.8)$$

в плоскости YOZ

$$R_{Ay} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{l_B} = \frac{978,4 \cdot \frac{350}{2} - 2688,1 \cdot \frac{50}{2}}{350} = 297,2 \text{ Н} \quad (14.9)$$

$$R_{By} = \frac{F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2}}{l_B} = \frac{2688,1 \cdot \frac{50}{2} + 978,4 \cdot \frac{350}{2}}{350} = 681,2 \text{ Н} \quad (14.10)$$

Проверка:

$$\sum Y_i = -F_{r1} + R_{Ay} + R_{By} = 0 \quad (14.11)$$

Суммарные реакции:

$$F_{r1} = R_1 = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1358,6^2 + 297,2^2} = 1391 \text{ Н} \quad (14.12)$$

$$F_{r2} = R_2 = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(-1250,8)^2 + 681,2^2} = 1424 \text{ Н} \quad (14.13)$$

Осевые составляющие радиальных реакций шариковых радиально-упорных подшипников:

$$S_1 = 0,8 \cdot e \cdot F_{r1} = 0,8 \cdot 0,68 \cdot 1391 = 946 \text{ Н} \quad (14.14)$$

$$S_2 = 0,8 \cdot e \cdot F_{r1} = 0,8 \cdot 0,68 \cdot 1424 = 969 \text{ Н} \quad (14.15)$$

Осевые нагрузки подшипников $S_1 < S_2$, следовательно:

$$F_{a1} = S_1 = 946 \text{ Н}; \quad (14.16)$$

$$F_{a2} = S_1 + F_{a1} = 946 + 2688,1 = 3634 \text{ Н} \quad (14.17)$$

Рассмотрим левый подшипник.

Отношение $\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{946}{1391} = 0,68 = e$, поэтому не следует учитывать осевую нагрузку.

Коэффициенты: $k_\sigma = 1,3$; $k_\tau = 1$; $V = 1$.

$$P_{\Sigma 1} = F_{r1} \cdot V \cdot K_\sigma \cdot K_\tau = 1391 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1 = 1808 \text{ Н} \quad (14.18)$$

Рассмотрим правый подшипник.

Отношение $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{3634}{1424} = 2,56 > e = 0,68$, поэтому следует учитывать осевую нагрузку.

$X = 0,41$, $Y = 0,66$, $V = 1$.

Эквивалентная нагрузка:

$$P_{\Sigma 2} = (XVF_{r2} + YP_{a2})k_\sigma k_\tau = (0,41 \cdot 1 \cdot 1424 + 0,66 \cdot 632,5) \cdot 1 \cdot 1 = 1301,8 \text{ Н} \quad (14.19)$$

Расчетная долговечность, млн. об:

$$L = \left(\frac{C}{P_{\Sigma 2}} \right)^3 = \left(\frac{26900}{1301,8} \right)^3 = 8822,5 \text{ млн. об.} \quad (14.20)$$

Расчетная долговечность, час:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_1} = \frac{8822,5 \cdot 10^6}{60 \cdot 1054,5} = 139438,2 \text{ час.} \quad (14.21)$$

Заданная долговечность, час.

$$L_h = 25228,8 \text{ час.}$$

$L_h > L_h$. Найденная долговечность приемлема.

2.2 Проверка долговечности подшипников на тихоходном валу

Диаметр $d_2 = 200 \text{ мм}$.

Сила со стороны муфты:

$$F_M = 0,25 \cdot F_t = 0,25 \cdot 1627 = 672 \text{ Н} \quad (14.22)$$

Реакция опор:
в плоскости XOZ

$$R_{Cx} = \frac{F_M \cdot (l_M + l_T) - F_t \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} = \frac{672 \cdot (100 + 180) - 2688,1 \cdot \frac{180}{2}}{180} = -298,7 \text{ Н} \quad (14.23)$$

$$R_{Dx} = \frac{F_M \cdot l_M + F_t \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} = \frac{672 \cdot 100 - 2688,1 \cdot \frac{180}{2}}{180} = -137,8 \text{ Н} \quad (14.24)$$

Проверка:

$$\sum X_i = F_M - R_{Cx} - F_t + R_{Dx} = 0 \quad (14.25)$$

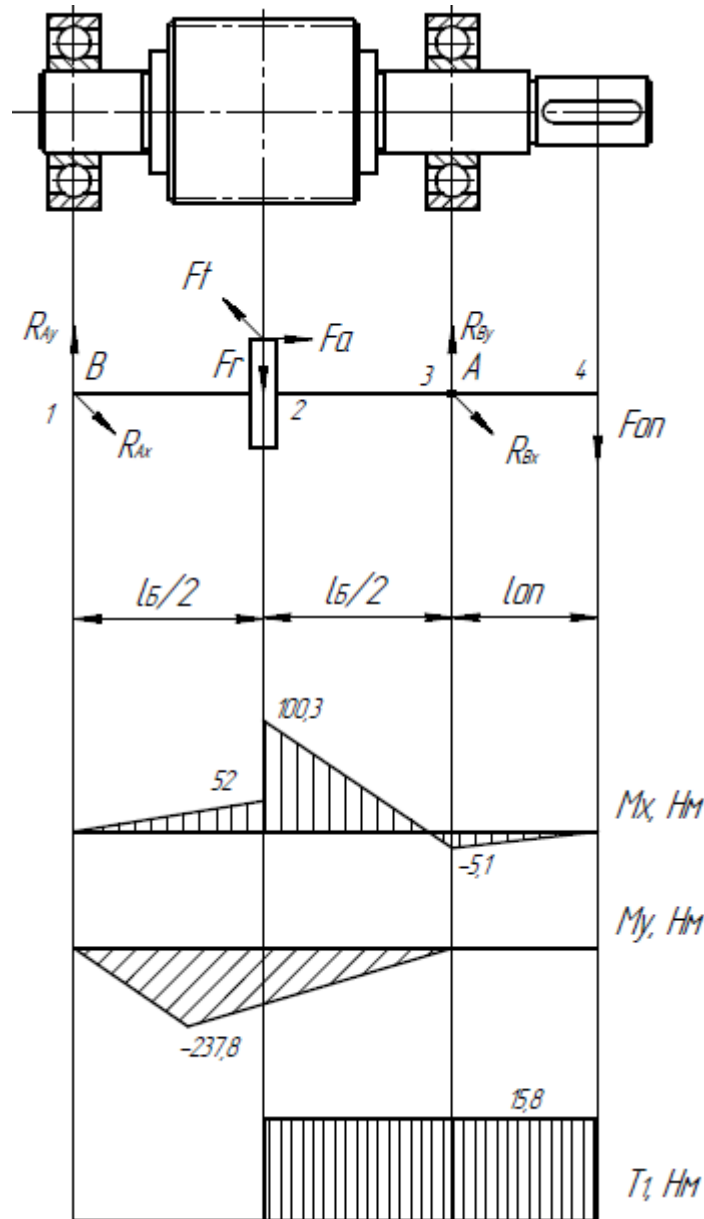


Рис. 14.1. Расчетная схема ведущего вала

в плоскости YOZ

$$R_{CY} = \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} = \frac{632,5 \cdot \frac{200}{2} - 978,4 \cdot \frac{180}{2}}{180} = -137,8 \text{ Н} \quad (14.26)$$

$$R_{DY} = \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} = \frac{632,5 \cdot \frac{200}{2} + 978,4 \cdot \frac{180}{2}}{180} = 840,6 \text{ Н} \quad (14.27)$$

Проверка:

$$\sum Y_i = -F_{r2} - R_{CY} + R_{DY} = 0 \quad (14.28)$$

Суммарные реакции:

$$F_{r3} = R_3 = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{(-298,7)^2 + (-137,8)^2} = 328,9 \text{ Н} \quad (14.28)$$

$$F_{r4} = R_4 = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{1717,4^2 + 840,6^2} = 1912,1 \text{ Н} \quad (14.29)$$

Осевые составляющие радиальных реакций конических подшипников:

$$S_3 = 0,8 \cdot e \cdot F_{r3} = 0,8 \cdot 0,41 \cdot 328,9 = 111,9 \text{ Н} \quad (14.30)$$

$$S_4 = 0,8 \cdot e \cdot F_{r4} = 0,8 \cdot 0,41 \cdot 1912,1 = 650,7 \text{ Н} \quad (14.31)$$

Осевые нагрузки подшипников:

$$F_{a3}=S_3=111,9 \text{ Н}; \quad (14.32)$$

$$F_{a4}=S_3+F_{a2}= 111,9+632,5=744,4 \text{ Н} \quad (14.33)$$

Для левого подшипника:

$$\text{отношение } \frac{F_{a3}}{F_{r3}} = \frac{111,9}{328,9} = 0,34 < e = 0,41, \text{ поэтому осевые силы не учитываем.}$$

Коэффициенты: $k_\sigma = 1,3$; $k_\tau = 1$; $V = 1$.

Эквивалентная нагрузка:

$$P_{\Sigma 3} = V \cdot F_{r3} \cdot k_\sigma \cdot k_\tau = 1 \cdot 328,9 \cdot 1,3 \cdot 1 = 427,6 \text{ Н} \quad (14.34)$$

Для правого подшипника:

$$\text{отношение } \frac{F_{a4}}{F_{r4}} = \frac{744,4}{1912,1} = 0,389 < e = 0,41, \text{ осевые силы учитываем.}$$

$$P_{\Sigma 4} = (XVF_{r2} + YP_{a2})k_\sigma k_\tau = (0,4 \cdot 1 \cdot 1912,1 + 1,459 \cdot 632,5) \cdot 1,3 \cdot 1 = 2194 \text{ Н} \quad (14.35)$$

Расчетная долговечность, млн. об:

$$L = \left(\frac{C}{P_{\Sigma 4}} \right)^3 = \left(\frac{50000}{2194} \right)^3 = 33561 \text{ млн. об.} \quad (14.36)$$

Расчетная долговечность, час:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_2} = \frac{33561 \cdot 10^6}{60 \cdot 52,7} = 10608498 \text{ час.} \quad (14.37)$$

Заданная долговечность, час.

$$L_h = 25228,8 \text{ час.}$$

$L_h > L_h$. Найденная долговечность приемлема.

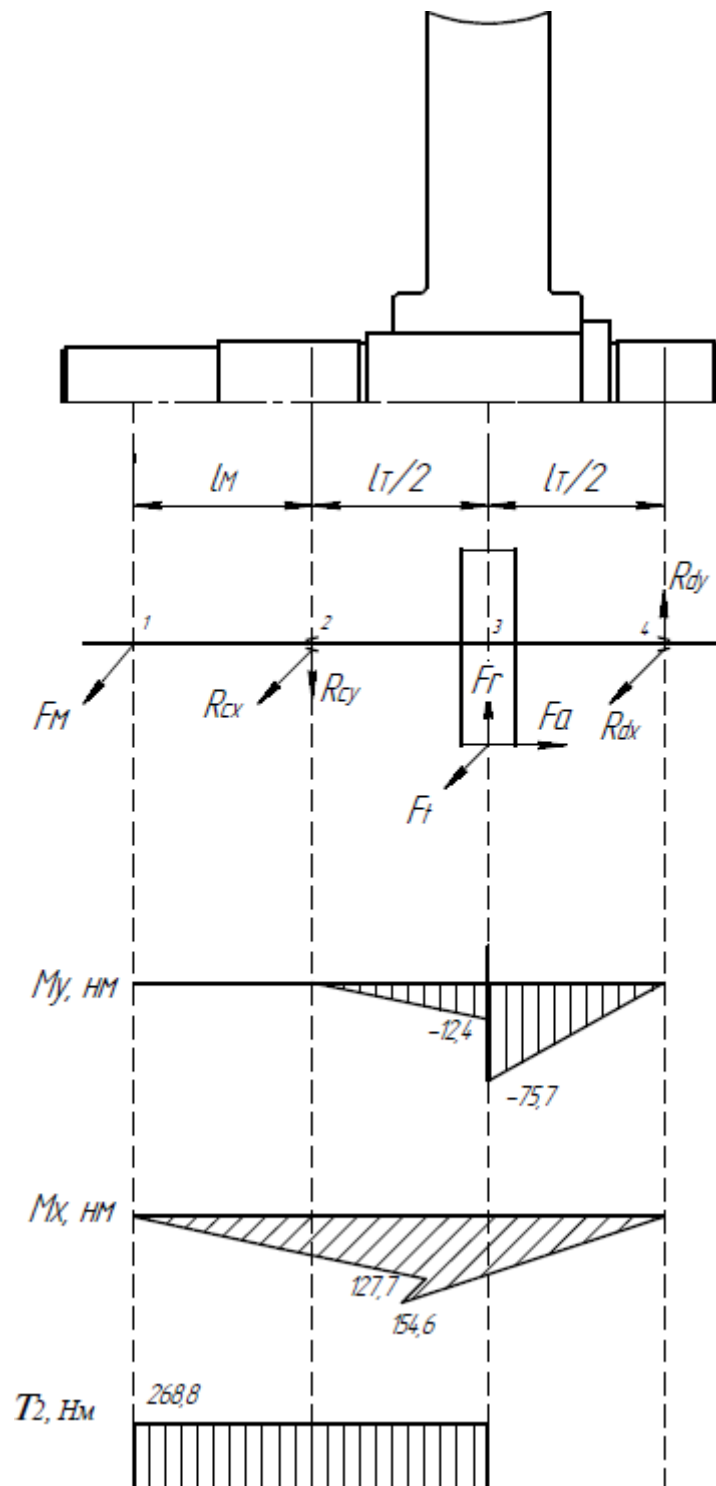


Рис. 14.2. Вал червячного колеса

3. Уточненный расчет валов

3.1 Быстроходный вал

Приведенный момент инерции поперечного сечения червяка:

$$I_{\text{пр}} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right) = \frac{\pi \cdot 38^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{60}{38} \right) = 13,9 \cdot 10^4 \text{ мм}^4 \quad (14.38)$$

Стрела прогиба:

$$f = \frac{l_1^3 \cdot \sqrt{P_{a2}^2 + P_{r1}^2}}{48 \cdot E \cdot I_{\text{пр}}} = \frac{175^3 \cdot \sqrt{632,5^2 + 978,4^2}}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 139390} = 0,0356 \text{ мм} \quad (14.39)$$

$$[f] = (0,005..0,01) \cdot m = (0,005..0,01) \cdot 5 = 0,025..0,05 \text{ мм} \quad (14.40)$$

$$f < [f]$$

Материал валов сталь 40Х улучшенная: $\sigma_B=900$ МПа, $\sigma_{-1}=410$ МПа.

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 900 = 410 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 410 = 238 \text{ МПа}; T_1 = 18,9 \text{ Нм}$$

Изгибающие моменты:

$$M_{X1} = 0.$$

$$M_{X2л} = R_{AY} \cdot \frac{l_B}{2} = 297,2 \cdot \frac{0,35}{2} = 52 \text{ Нм.}$$

$$M_{X2п} = -F_{оп} \cdot \left(l_{оп} + \frac{l_B}{2} \right) + R_{BY} \cdot \frac{l_B}{2} = -78,6 \cdot \left(0,065 + \frac{0,35}{2} \right) + 78,6 \cdot \frac{0,35}{2} = 100,3 \text{ Нм.} \quad (14.41)$$

$$M_{X3} = -F_{оп} \cdot l_{оп} = -78,6 \cdot 0,065 = -5,1 \text{ Нм.}$$

$$M_{X4} = 0.$$

$$M_{Y1} = 0.$$

$$M_{Y2} = -R_{AX} \cdot \frac{l_B}{2} = -1358,6 \cdot \frac{350}{2} = -283 \text{ Нм.} \quad (14.42)$$

$$M_{Y3} = 0.$$

В опасном сечении под подшипником:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{x\text{max}}^2 + M_{y\text{max}}^2} = \sqrt{100,3^2 + (-237,8)^2} = 258,1 \text{ Нм} \quad (14.43)$$

Моменты сопротивления сечения:

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 25^3}{32} = 1530 \text{ мм}^3 \quad (14.44)$$

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi d_1^3}{16} = \frac{\pi \cdot 25^3}{16} = 3068 \text{ мм}^3 \quad (14.45)$$

Амплитуда нормальных напряжений:

$$\sigma_v = \sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}} = \frac{258100}{1534} = 168,2 \text{ МПа} \quad (14.46)$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_1}{2 \cdot W_p} = \frac{15800}{2 \cdot 3068} = 2,58 \text{ МПа} \quad (14.47)$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям.
Коэффициенты $K_\sigma=1,1$; $\varepsilon_\sigma=0,8$; $\sigma_{-1}=410$ МПа.

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_v} = \frac{410}{\frac{1,1}{0,8} \cdot 168,2} = 1,8 \quad (14.48)$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям/
Коэффициенты $\psi_\tau = 0,1$; $k_\tau = 1,7$; $\varepsilon_\tau = 0,8$.

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{238}{\frac{1,7}{0,8} + 0,1 \cdot 2,58} = 41,5 \quad (14.49)$$

Коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{1,8 \cdot 41,5}{\sqrt{1,8^2 + 41,5^2}} = 1,8 \geq [s] = 1,6 \quad (14.50)$$

3.2 Тихоходный вал

$\sigma_B = 900$ МПа; $K_\sigma = 1,6$; $K_\tau = 1,5$; $\psi_\sigma = 0,2$; $\psi_\tau = 0,1$; $\varepsilon_\sigma = 0,77$; $\varepsilon_\tau = 0,7$.
 $\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 900 = 410$ МПа
 $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 410 = 238$ МПа; $T_2 = 268,8$ Нм.

Изгибающие моменты:

$$\begin{aligned} M_{X1} &= 0. \\ M_{X2} &= F_{оп} \cdot l_{оп} = 672 \cdot 0,1 = 67,2 \text{ Нм.} \\ M_{X3п} &= -F_{оп} \cdot (l_{оп} + \frac{l_T}{2}) + R_{CX} \cdot \frac{l_T}{2} = -672 \cdot (0,1 + \frac{0,18}{2}) + 78,6 \cdot \frac{0,18}{2} = 127,7 \text{ Нм} \\ M_{X3л} &= R_{DX} \cdot \frac{l_T}{2} = 1717,4 \cdot \frac{0,18}{2} = 154,6 \text{ Нм.} \\ M_{X4} &= 0. \end{aligned} \quad (14.51)$$

$$\begin{aligned} M_{Y1} &= 0. \\ M_{Y2} &= 0. \\ M_{Y3л} &= R_{CY} \cdot \frac{l_T}{2} = -137,8 \cdot \frac{0,18}{2} = -12,4 \text{ Нм.} \\ M_{Y4} &= 0. \\ M_{Y3п} &= R_{DY} \cdot \frac{l_T}{2} = -840,6 \cdot \frac{0,18}{2} = -75,7 \text{ Нм} \end{aligned} \quad (14.52)$$

В опасном сечении под колесом:

$$M_\Sigma = \sqrt{M_{xmax}^2 + M_{ymax}^2} = \sqrt{154,6^2 + (-75,7)^2} = 172 \text{ Нм} \quad (14.53)$$

Шпонка на валу под червячным колесом. Диаметр вала под колесо: $d_{к2}=50$ мм. Сечение и длину шпонки примем из таблицы 14.2: $b \times h \times l = 14 \times 9 \times 56$, $t_1=5,5$ мм, $t_2=3,8$ мм.

Таблица 14.2

Шпонки призматические (ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала, d , мм	Сечение шпонки		Глубина паза		Длина шпонки, l , мм
	b , мм	h , мм	Вала, t_1 , мм	Ступицы, t_2 , мм	
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	10-56
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8	14-70
» 22 » 30	8	7	4	3,3	18-90
» 30 » 38	10	8	5	3,3	22-110
» 38 » 44	12	8	5	3,3	28-140
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8	36-160
» 50 » 58	16	10	6	4,3	45-180
» 58 » 65	18	11	7	4,4	50-200
» 65 » 75	20	12	7,5	4,9	56-220
» 75 » 85	22	14	9	5,4	63-250
» 85 » 95	25	14	9	5,4	70-280

Моменты сопротивления сечения:

$$W_{\text{и}} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)}{2 \cdot d} = \frac{\pi \cdot 50^3}{32} - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (50 - 5,5)}{2 \cdot 50} = 11353 \text{ мм}^3 \quad (14.54)$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)}{2 \cdot d} = \frac{\pi \cdot 50^3}{16} - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (50 - 5,5)}{2 \cdot 50} = 21481 \text{ мм}^3 \quad (14.55)$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_2}{2 \cdot W_p} = \frac{268800}{2 \cdot 21481} = 6,26 \text{ МПа} \quad (14.56)$$

Амплитуда нормальных напряжений:

$$\sigma_v = M_{\text{и}} / W_{\text{и}} = 172000 / 11353 = 15,2 \text{ МПа} \quad (14.57)$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям.

Коэффициенты: $k_{\sigma}=1,6$; $\varepsilon_{\sigma}=0,77$; $\sigma_{-1}=410$ МПа; $\psi_{\sigma} = 0,2$; $\sigma_m = 0$.

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_v + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{410}{\frac{1,6}{0,77} \cdot 15,2 + 0,2 \cdot 0} = 13 \quad (14.58)$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям/

Коэффициенты $\psi_{\tau} = 0,1$; $k_{\tau} = 1,5$; $\varepsilon_{\tau} = 0,7$; $\tau_m = 6,26$ МПа.

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{238}{\frac{1,5}{0,7} + 0,1 \cdot 6,26} = 16,9. \quad (14.49)$$

Коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{13 \cdot 16,9}{\sqrt{13^2 + 16,9^2}} = 10,3 \geq [s] = 1,6. \quad (14.50)$$

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно рассчитаны валы на прочность и жесткость.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно рассчитаны вал на жесткость.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если не верно рассчитаны валы на прочность и жесткость.

Тема 5.3 Валы и оси. Опоры валов и осей

Практическое занятие №14

Расчет подшипников качения. Работа в тренажере «Электронный курс «Слесарь-ремонтник». Раздел «Подшипники»»

Цель: формирование умений рассчитывать подшипники качения на долговечность.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 3. рассчитывать и подбирать параметры механических передач, валов, подшипников и редукторов для обеспечения надёжности машинных узлов.

Материальное обеспечение: модели (подшипники).

Задание:

Подберите и рассчитайте подшипники качения:

- для быстроходного вала редуктора;
- для тихоходного вала редуктора.

Порядок выполнения работы:

Ведущий вал.

диаметр входного участка вала:

$$d_{\epsilon 1} = \sqrt[3]{\frac{16T_1}{\pi[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 147,7 \cdot 1000}{\pi 25}} = 31,1 \text{ мм.}$$

Принимаем:

$$d_{\epsilon 1} = 35 \text{ мм.}$$

диаметр вала под подшипники:

$$d_{n1} = 40 \text{ мм.}$$

Ведомый вал.

диаметр выходного участка вала:

$$d_{\epsilon 2} = \sqrt[3]{\frac{16T_2}{\pi[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 516,7 \cdot 1000}{\pi 25}} = 47,2 \text{ мм.}$$

Принимаем:

$$d_{\epsilon 2} = 50 \text{ мм.}$$

диаметр вала под подшипники:

$$d_{n2} = 55 \text{ мм.}$$

По диаметру вала под подшипники принимаем (табл.1, рис. 1).

Таблица 1. Размеры подшипников

	№	d, мм	D, мм	b, мм	C, кН	Co, кН
Шестерня	308	40	90	23	31,3	22,3
Колесо	311	55	120	29	54,9	41,8

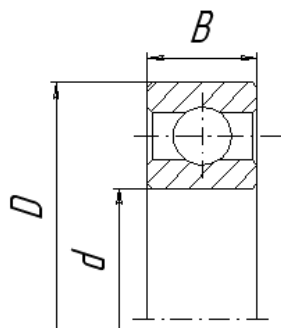


Рисунок 1 - Подшипник радиальный однорядный

Конструктивно определяем размер от оси колес до оси подшипников $l_1=l_2=60$ мм.

Схема нагружения валов показана на рис.2.

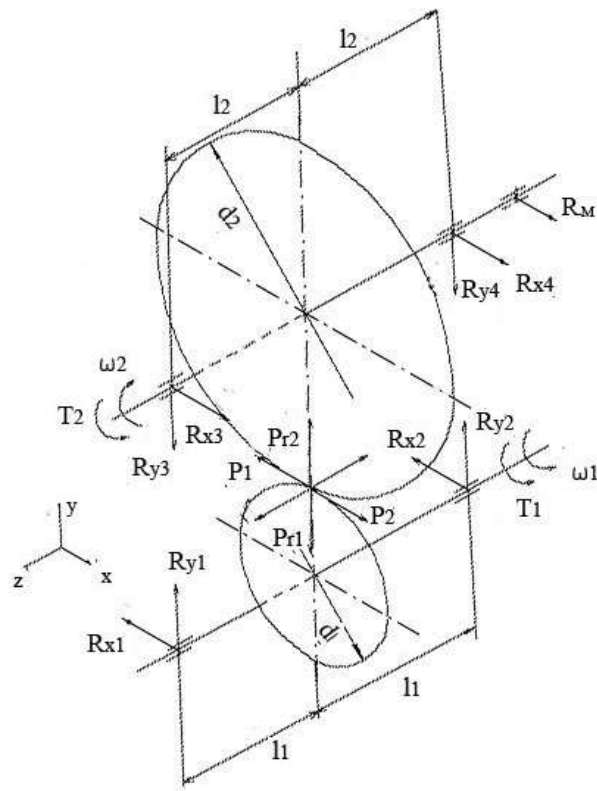


Рисунок 2 - Схема нагружения валов

Ведущий вал.

Реакции опор:
в плоскости XZ

$$R_{x1} = R_{x2} = \frac{P}{2} = \frac{3692}{2} = 1846 \text{ Н.}$$

в плоскости YZ

$$R_{y1} = \frac{1}{2l_1} \left(P_r l_1 + P_a \frac{d_1}{2} \right) = \frac{1}{2 \cdot 60} \left(1378 \cdot 60 + 841 \frac{80}{2} \right) = 970 \text{ Н.}$$

$$R_{y2} = \frac{1}{2l_1} \left(P_r l_1 - P_a \frac{d_2}{2} \right) = \frac{1}{2 \cdot 60} \left(1378 \cdot 60 - 841 \frac{320}{2} \right) = 409 \text{ Н.}$$

Проверка: $R_{y1} + R_{y2} - P_r = 0.$

Суммарные реакции:

$$F_{r1} = R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{1846^2 + 970^2} = 2085 \text{ Н.}$$

$$F_{r2} = R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{1846^2 + 409^2} = 1891 \text{ Н.}$$

Подбираем подшипники по более нагруженной опоре 1. Намечаем радиальные шариковые подшипники 308:

$$d=30 \text{ мм}; \quad D=90 \text{ мм}; \quad B=23 \text{ мм}; \quad C= 31,3 \text{ кВт}; \quad C_o=22,3 \text{ кВт}.$$

Коэффициенты:

$$k_{\sigma} = 1;$$

$$k_{\tau} = 1;$$

$$V=1;$$

$$\frac{P_a}{C_o} = 0,038; \quad \frac{P_a}{F_{r1}} = 0,404 > e;$$

$$X=0,56; \quad Y=1,75.$$

Эквивалентная нагрузка:

$$P_{\sigma} = (XVF_{r1} + YF_a)k_{\sigma}K_{\tau} = (0,56 \cdot 1 \cdot 2085 + 1,75 \cdot 841)1 \cdot 1 = 2640 \text{ Н}.$$

Расчетная долговечность:

$$L_h = 16667 \frac{(C/P_{\sigma})^3}{n_1} = 16667 \frac{(31300/2640)^3}{970} = 28637 \text{ ч. } \rightarrow L_{\text{зад}}=8760 \text{ ч}.$$

Ведомый вал.

Реакция опор:

в плоскости XOZ

$$R_{cx} = \frac{-F_t \cdot l_2 + P_{\text{ц}} \cdot (l_1 + 2 \cdot l_2)}{2 \cdot l_2} = 3003,8 \text{ Н};$$

$$R_{Dx} = \frac{F_t \cdot l_2 + P_{\text{ц}} \cdot l_1}{2 \cdot l_2} = 3317,7 \text{ Н}.$$

в плоскости YOZ

$$R_{cy} = \frac{F_{\text{ц}} \cdot (l_1 + 2 \cdot l_2) + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r2} \cdot l_2}{2 \cdot l_2} = 5122,2 \text{ Н}.$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{\text{ц}} \cdot l_1 + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r2} \cdot l_2}{2 \cdot l_2} = 3122,4 \text{ Н}.$$

$$\sum Y_i = F_{\text{ц}} - F_{r2} - R_{cy} + R_{Dy} = 0.$$

Суммарные реакции:

$$F_{r3} = R_3 = \sqrt{R_{cx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{3003,8^2 + 5122,2^2} = 3035 \text{ Н.}$$

$$F_{r4} = R_4 = \sqrt{R_{cx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{3317,7^2 + 3122,4^2} = 3780 \text{ Н.}$$

Подбираем подшипники по более нагруженной опоре 4. Намечаем радиальные шариковые подшипники 311:

$$d=55 \text{ мм}; \quad D=120 \text{ мм}; \quad B=29 \text{ мм}; \quad C= 54,9 \text{ кВт}; \quad Co=41,8 \text{ кВт}$$

$$k_{\sigma} = 1;$$

$$k_{\tau} = 1;$$

$$V=1.$$

$$\frac{F_a}{C_o} = 0,02; \quad \frac{F_a}{F_{r4}} = 0,223 > e; \quad X=0,56; \quad Y=2,2.$$

Эквивалентная нагрузка:

$$P_3 = (XVF_{r4} + YF_a)k_{\sigma}k_{\tau} = (0,56 \cdot 1 \cdot 3780 + 2,2 \cdot 841) \cdot 1 \cdot 1 = 3968 \text{ Н.}$$

Расчетная долговечность:

$$L_h = 16667 \frac{(\text{raisebox{1ex}{C}/raisebox{-1ex}{P_3}})^3}{n_2} = 16667 \frac{(\text{raisebox{1ex}{54900}/raisebox{-1ex}{3968}})^3}{242,5} = 182084 \text{ ч.}$$

$L_h > L_{\text{зад}}$. Подшипник пригоден.

Работа в тренажере «Электронный курс «Слесарь-ремонтник». Раздел «Подшипники»»

Перейдите на образовательный портал в электронный курс «Слесарь-ремонтник», выберите раздел «Подшипники» (<https://newlms.magtu.ru/course/section.php?id=2099235>). Изучите предложенный материал и выполните тестирование.

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно рассчитаны подшипники качения для двух валов.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно выбраны подшипники качения для двух валов.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если подшипники качения подобраны и рассчитаны не верно.

Измеряемые значения				Рассчитанные значения						
До испытаний		После испытаний		P_{max} <i>пресса</i>	P_{max}	F_0 , мм ²	F_k , мм ²	σ_B , МПа	Ψ , (%)	δ , (%)
l_0 , мм	d_0 , мм	l_k , мм	d_k , мм							

Ход работы:

Испытания на растяжение позволяют получить достаточно полную информацию о механических свойствах материала. Для этого применяют специальные цилиндрические или плоские образцы. На рисунке 1. представлена схема цилиндрического образца на различных стадиях растяжения.

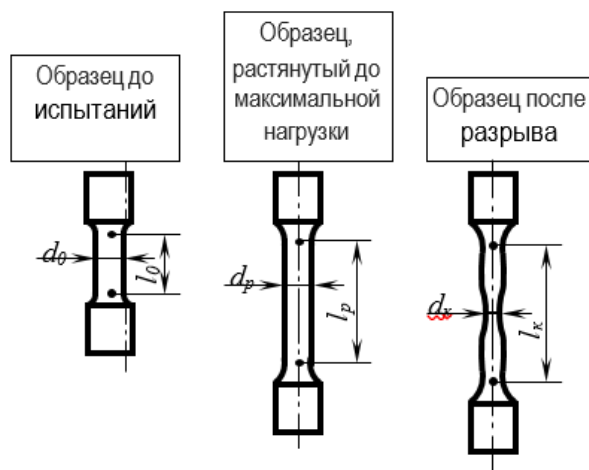


Рисунок 1 - Схема цилиндрического образца на различных стадиях растяжения

l_0, d_0 – начальные расчетные длина и диаметр образца;

l_p, d_p – расчетные длина и диаметр образца в области равномерной деформации;

l_k – конечная расчетная длина; d_k – минимальный диаметр в месте разрыва.

Согласно ГОСТ 1497-84, геометрические параметры образцов на растяжение должны отвечать следующим соотношениям:

$$\left. \begin{aligned} l_0 &= 2,82\sqrt{F_0} \\ l_0 &= 5,65\sqrt{F_0} \end{aligned} \right\} \text{короткие}$$
$$l_0 = 11,3\sqrt{F_0} \quad \text{длинные}$$

Где F_0 – начальная площадь поперечного сечения расчетной части образца.

Для цилиндрических образцов **кратность образца** (l_0 / d_0) = 2,5; 5; 10. Наиболее распространенным является образец с кратностью 5.

Перед испытанием образец закрепляют в вертикальном положении в захватах разрывной машины или гидравлического пресса.

По результатам испытания строится диаграмма растяжения, на которой по оси ординат откладывается усилие растяжения (кгс), а по оси абсцисс – абсолютное удлинение образца в мм.

Обычно испытательные машины снабжаются специальными регистрирующими приборами, автоматически записывающих диаграмму в координатах нагрузка-деформация.

На рисунке 2 представлены возможные варианты видов диаграмм растяжения в зависимости от состава и структуры испытуемого материала.

На диаграмме растяжения пластичного металла (рис.3) можно выделить несколько характерных участков.

Показатели упругости и прочности

На участке ОА зависимость между нагрузкой Р и удлинением выражается прямой линией. Такая зависимость между удлинением образца и приложенной нагрузкой называется законом пропорциональности (законом Гука):

$$\sigma = E \cdot \delta ,$$

где

σ – условное напряжение, МПа;

E – модуль нормальной упругости, МПа;

δ – относительное удлинение, %

Наибольшее напряжение, которое может выдержать образец без отклонения от закона пропорциональности, называется **пределом пропорциональности** и определяется по формуле:

$$\sigma_{nc} = \frac{P_{nc}}{F_0} ,$$

где

σ_{nc} – предел упругости МПа;

P_{nc} – нагрузка в точке А, Н;

F_0 – начальная площадь поперечного сечения образца, мм².

При дальнейшем нагружении образца наблюдается отклонение от закона пропорциональности: на диаграмме появляется криволинейный участок.

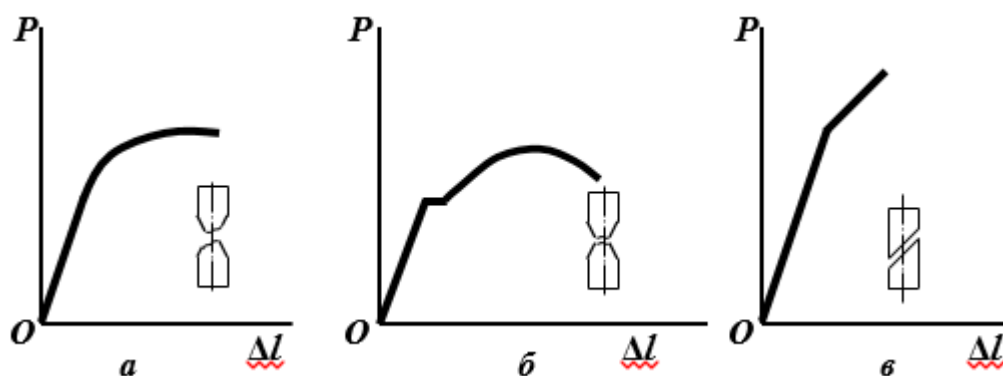


Рисунок 2 - Диаграмма растяжения:

- а – для большинства металлов (легированные стали, медь, бронза) в пластичном состоянии с постепенным переходом из упругой в пластическую область (отрыв);
- б – для мягкой углеродистой стали, отожженные марганцовистые и алюминиевые бронзы (образование шейки);
- в – для хрупких материалов типа закаленной стали, серого чугуна, стекла, бетона (срез)

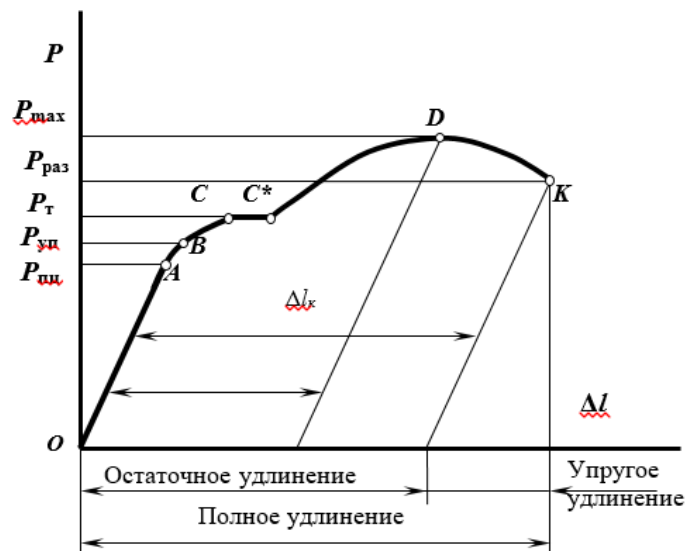


Рисунок 3 - Характерные участки и точки на диаграмме растяжения

До точки *B*, деформации являются упругими (исчезают после снятия нагрузки). Условное напряжение, соответствующее появлению первых признаков пластической деформации (остающейся после снятия нагрузки) называется **пределом упругости**:

$$\sigma_{yn} = \frac{P_{yn}}{F_0}$$

σ_{yn} – предел упругости МПа;

P_{yn} – нагрузка в точке *B*, Н;

F_0 – начальная площадь поперечного сечения образца, мм².

Точки *A* и *B* лежат обычно близко друг от друга, поэтому на практике для стали $\sigma_{нц} \approx \sigma_{yn}$. Точкой *C* на диаграмме отмечено начало горизонтальной площадки (площадки текучести), которая соответствует удлинению образца без заметного увеличения нагрузки.

Наименьшее напряжение, при котором без заметного увеличения нагрузки продолжается деформация испытуемого образца называется **физическим пределом текучести**:

$$\sigma_T = \frac{P_T}{F_0}$$

P_T – нагрузка в точке *C*, Н;

Текучесть характерна только для малоуглеродистой отожженной стали и некоторых марок латуни (рис. 2, б). Высокоуглеродистые стали и другие металлы не имеют площадки текучести, для них определяется условный предел текучести. **Условный предел текучести** – напряжение при котором растягиваемый образец получает остаточное удлинение, равное 0,2% от начальной длины:

$$\sigma_{0,2} = \frac{P_{0,2}}{F_0}$$

$\sigma_{0,2}$ – условный предел текучести, МПа;

$P_{0,2}$ – нагрузка, соответствующая остаточному удлинению

$$\Delta l_{0,2} = 0,002l_0$$

Точка *Д* показывает наибольшую нагрузку, которую может выдержать образец без разрушения. Условное напряжение, отвечающее наибольшей нагрузке, предшествующей разрушению образца, называется **пределом прочности при растяжении**:

$$\sigma_B = \frac{P_{max}}{F_0}$$

σ_B – предел прочности (временное сопротивление разрыву), МПа;

P_{max} – нагрузка, предшествующая разрушению, Н.

Хрупкие материалы при нагрузке разрушаются.

В пластичных материалах при достижении этой нагрузки образуется сильное местное сужение, образуется «шейка». Равномерная пластическая деформация переходит в местную, сосредоточенную в шейке.

В точке *К* происходит разрушение образца. Напряжение, определяемое отношением нагрузки $P_{раз.}$ в момент разрыва к площади поперечного сечения образца в месте разрыва называется истинным сопротивлением разрыву S :

$$S = \frac{P_{раз.}}{F_K}$$

$P_{раз.}$ – нагрузка, в момент разрыва образца, Н;

F_K – площадь поперечного сечения образца после разрыва, мм²

Показатели пластичности

Кроме прочностных характеристик при испытании на растяжение определяют показатели пластичности: относительное удлинение и относительное сужение образца.

Относительное удлинение после разрыва δ , (%) – наибольшее удлинение, до которого образец деформируется после разрушения.

$$\delta = \frac{l_K - l_0}{l_0} \cdot 100\% = \frac{\Delta l_{ост}}{l_0} \cdot 100\%$$

l_0 и l_K – начальная и конечная длина образца, мм;

$\Delta l_{ост}$ – абсолютное удлинение образца, определяемое измерением образца после разрыва, мм.

Отношение уменьшения площади поперечного сечения образца в месте разрыва к начальной площади поперечного сечения называется **относительным сужением после разрыва ψ , (%)**.

$$\psi = \frac{F_0 - F_K}{F_0} \cdot 100\%$$

F_0 – начальная площадь поперечного сечения образца мм²;

F_K – конечная площадь поперечного сечения образца мм².

Тема 4.2 Растяжение и сжатие

Лабораторное занятие №2

Испытание образцов материалов на сжатие

Цель: формирование умений строить диаграммы растяжения стального образца для вычисления механических характеристик материала при сжатии.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 2. выполнять расчёты и испытания материалов.

Материальное обеспечение: машина учебная испытательная МИ-40У с персональным компьютером; стенд лабораторный по сопротивлению материалов - СМ2.

Задание:

Построить диаграмму сжатия стали и древесины

Порядок выполнения работы:

1. Предложенные для испытания образцы замеряют и, поочередно устанавливая их между опорными плитами машины УММ-20, подвергают статическим нагружениям, в процессе которых на диаграммном аппарате производится запись диаграмм сжатия соответствующих материалов. По контрольной стрелке шкалы силоизмерителя фиксируются максимальные нагрузки для каждого из образцов.

2. По полученным диаграммам сжатия определяют максимальную нагрузку сжатия стального образца и разрушающие нагрузки для других образцов, корректируя их значения с показателями стрелки силоизмерителя, записывают показания в журнал испытаний. Далее определяют характерные значения напряжений и производят записи в журнал испытаний.

3. Необходимо сделать зарисовку разрушенных образцов и описать характер их разрушения. Дать сравнительную характеристику работы испытанных материалов.

Ход работы:

Испытания материалов на сжатие проводят на специальных прессах или универсальных испытательных машинах по специальным методикам: для стали и чугуна используется ГОСТ 25.503-80, бетона — ГОСТ 10.180-90, древесины поперек волокон ГОСТ 16483.11-72, древесины вдоль волокон ГОСТ 16483.10-73.

Параметры образцов, видео и результаты испытаний на сжатие:

- стали
- чугуна
- дерева вдоль волокон
- дерева поперек волокон
- бетона (цементного образца)

Образцы материалов для испытания на сжатие изготавливаются в виде цилиндров высотой h и диаметром d . Для чугуна, например, рекомендуется диаметр от 10 до 25 мм. Отношение h/d должно быть в пределах от 1 до 2. При значении $h/d > 2$ сказывается влияние продольного изгиба. При значении $h/d < 1$ в большей степени сказывается влияние сил трения, возникающих между торцами образца и опорными плитами машины.

Силы трения тормозят развитие деформации у торцов образца, чем и объясняется его бочкообразная форма в результате испытаний. Одним из способов уменьшения сил трения является смазывание торцов образца графитом, графитовой смазкой или парафином.

Образцы из искусственного камня (цементного или иного раствора) изготавливаются в виде кубиков или цилиндров.

Деревянные образцы изготавливают в виде прямоугольной призмы с основанием 20 x 20 мм и высотой вдоль волокон 30 мм или кубиков со стороной 20 мм и более.

Пластичные материалы (мягкая сталь, медь и др.) одинаково хорошо работают на растяжение и сжатие, поэтому испытание на сжатие является дополнением к испытанию этих материалов на растяжение.

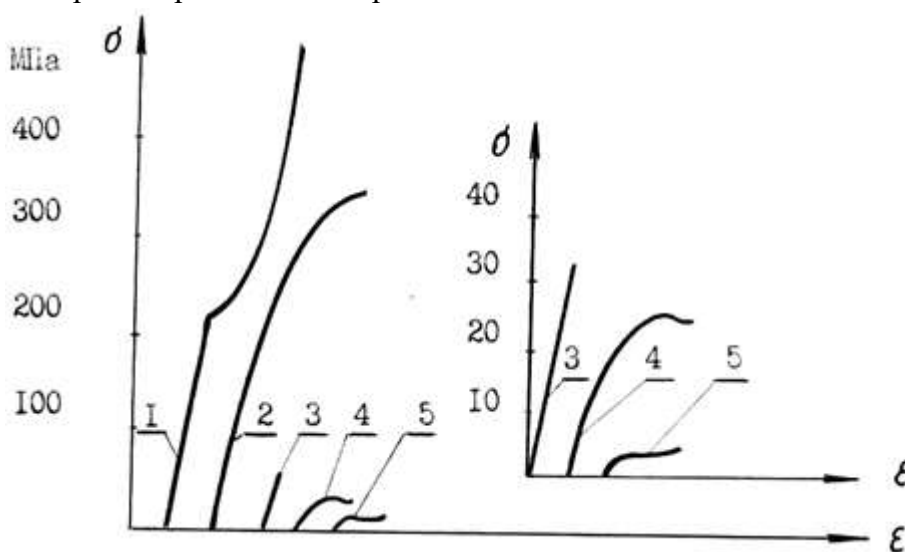
Для пластичных материалов модуль упругости E , предел упругости и предел текучести при сжатии примерно те же, что и при растяжении. При сжатии пластичных материалов сила постоянно возрастает (кривая 1 рис. 1), при этом величину напряжений, соответствующих разрушающей силе, определить невозможно, так как образец не разрушается, а превращается в диск (рис. 2,а).

Характеристики, аналогичные относительному удлинению и относительному сужению при разрыве, при испытании на сжатие также получить невозможно.

Испытанию на сжатие подвергают главным образом хрупкие материалы, которые, как правило, лучше сопротивляются сжатию, чем растяжению, и применяются для изготовления элементов, работающих на сжатие. Для их расчета на прочность необходимо знать характеристики материалов, получаемые при испытании на сжатие.

На рис. 1 кривая 2 показывает диаграмму сжатия чугуна, из которой видно, что закон Гука выполняется лишь приблизительно в начальной стадии нагружения.

Верхняя точка диаграммы соответствует разрушающей нагрузке $F_{\max}$, определив которую, вычисляют предел прочности материала на сжатие $\sigma_{сжч} = F_{\max}/A$



1 – малоуглеродистой стали; 2 – чугуна; 3 – бетона;
4 – сосны вдоль волокон; 5 – сосны поперек волокон

Рисунок 1 - Диаграммы сжатия:

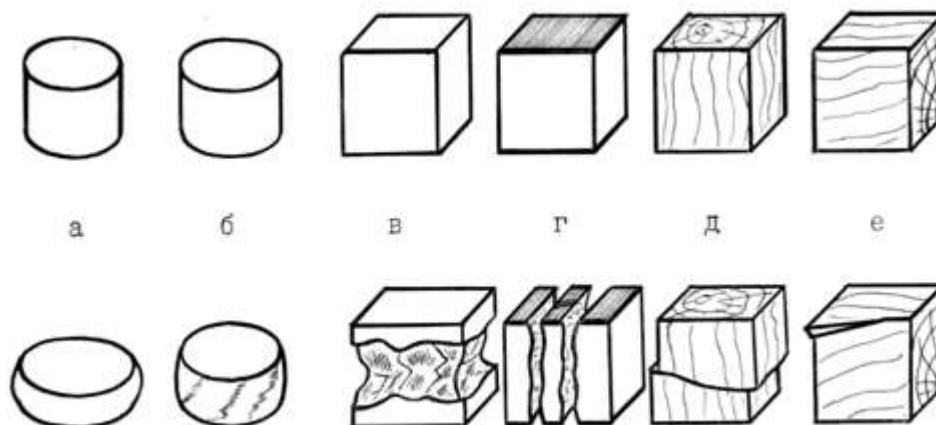
Разрушение чугунного образца происходит внезапно при незначительных остаточных деформациях. Разрушению предшествует образование трещин, расположенных приблизительно под углом 45° к образующим боковой поверхности образца, т.е. по линиям действия максимальных касательных напряжений (рис. 2,б).

Характер разрушения образцов из бетона (цементного раствора, камня) показан на рис. 2,в – при наличии сил трения между плитами машины и торцами образца. Разрушение происходит путем выкрашивания материала у боковых поверхностей в средней части образца. Трещины образуются под углом 45° к линии действия нагрузки.

Другие видео

При снижении сил трения за счет нанесения слоя парафина на опорные поверхности образца разрушение происходит в виде продольных трещин, материал расслаивается по линиям, параллельным действию сжимающей силы, и сопротивление материала уменьшается (рис. 2, г).

Диаграмма сжатия бетона показана на рис. 1, кривая 3. Из диаграммы видно, что рост нагрузки сопровождается упругими деформациями вплоть до разрушения, что вообще характерно для хрупких материалов.



а – малоуглеродистая сталь; б – чугун; в – цементный раствор без смазки торцов;
г – цементный раствор со смазкой торцов; д – дерево вдоль волокон;
е – дерево поперек волокон

Рисунок 2 - Вид образцов из различных материалов до и после
испытания на сжатие:

Особым своеобразием отличается сопротивление сжатию древесины как материала анизотропного и обладающего волокнистой структурой. При сжатии, как и при растяжении, древесина обладает различной прочностью в зависимости от направления сжимающей силы по отношению к направлению волокон.

Видео сжатия древесины вдоль волокон

Сжатие древесины поперек волокон

На рис. 1 изображены диаграммы сжатия образцов из древесины одной породы. Кривая 4 иллюстрирует сжатие образца вдоль волокон, а кривая 5 — поперек волокон. При сжатии вдоль волокон древесина значительно (в 8-10 раз) прочнее, чем при сжатии поперек волокон.

При сжатии вдоль волокон образец разрушается вследствие сдвига одной части относительно другой (рис. 2, д), а при сжатии поперек волокон древесина склонна к прессованию и не всегда удается определить момент начала разрушения (рис. 2, е).

Форма представления результата:

защита лабораторной работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы по конспекту.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно определены характеристики материала

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно построены диаграммы растяжения и сжатия.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если диаграммы не построены и характеристики не определены.

Тема 5.2 Зубчатые передачи. Общие сведения о редукторах

Лабораторное занятие №3

Изучение конструкций различных типов редукторов. Работа в тренажере «Электронный курс «Слесарь-ремонтник». Раздел «Редукторы»»

Цель: формирование умений составлять кинематические схемы различных типов редукторов и выбирать редуктор для привода.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 3. рассчитывать и подбирать параметры механических передач, валов, подшипников и редукторов для обеспечения надёжности машинных узлов.

Материальное обеспечение: модели (редукторы, подшипники, валы редукторов, зубчатые колеса, детали машин).

Задание:

Составить кинематическую схему предложенного редуктора и описать его назначение и конструкцию.

Порядок выполнения работы:

- 1 Рассмотреть теоретические положения.
- 2 Изучить кинематические схемы редукторов и их конструкцию.
- 3 Составить кинематическую схему предложенного редуктора.
- 4 Сделать вывод.

Ход работы:

1. Назначение редукторов

Традиционная схема главного привода прокатного стана включает редуктор, который обеспечивает необходимое передаточное число между электродвигателем и рабочей клетью. Во многих случаях, когда передаточное число редуктора меньше четырех и мощность привода невелика, редуктор объединяют с шестеренной клетью в одном корпусе. Как правило, такие комбинированные шестеренные клетки-редукторы изготавливают для многовалковых станов. Редуктор применяют при частоте вращения рабочих валков менее 250 об/мин. При большем числе оборотов выгодней привод с тихоходным электродвигателем без редуктора. У крупных часто реверсируемых станов (например, у толстолистовых) редукторы не применяются, поскольку тихоходный электродвигатель легче реверсируется.

Редуктор - механизм, предназначенный для передачи вращения от электродвигателя к исполнительным механизмам для уменьшения угловой скорости и увеличения крутящего момента.

2. Типы редукторов

Тип редуктора определяют по виду зубчатых передач и для обозначения применяют прописные буквы:

- Ц — цилиндрические;
- К — конические;
- Ч — червячные;
- КЦ — коническо – цилиндрические и т.д.

По числу ступеней редукторы бывают:

- *одноступенчатые;*
- *двухступенчатые;*
- *трехступенчатые*

3. Кинематические схемы редукторов

Наиболее распространенные схемы редукторов, изображены на рисунке 1.

На рис. 1,а изображен одноступенчатый цилиндрический редуктор. Такие редукторы выпускают с прямозубыми, косозубыми и шевронными колесами. Двухступенчатые редукторы выполняют по развернутой (рис.1,б) и соосной схемам (рис. 1,в). Соосные редукторы удобны, если нужно получить одну линию валов соединяемых механизмов, имеют малые габаритные размеры по длине, в них достигается одинаковое смазывание колес из ванны, при этом увеличиваются габаритные размеры вдоль осей валов. Широкие редукторы обозначаются буквой Ш, узкие - У, соосные - С. Для улучшения условий работы тихоходной ступени используют редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью (рис. 1,г), редукторы с раздвоенной ступенью обозначаются буквой Ш.

Трехступенчатые редукторы выполняют по развернутой (рис. 1,д) и раздвоенной (рис. 1,е) схемам.

Если компоновка машины требует взаимной перпендикулярности осей входного и выходного валов, применяют конические (рис. 1,ж) или коническо-цилиндрические (рис. 1,з) редукторы.

Большие передаточные отношения, плавность, бесшумность и возможность самоторможения обеспечивают червячные редукторы (рисунок 2). Высокое передаточное отношение при низком уровне шума имеют двухступенчатые червячные и червячно-цилиндрические редукторы.

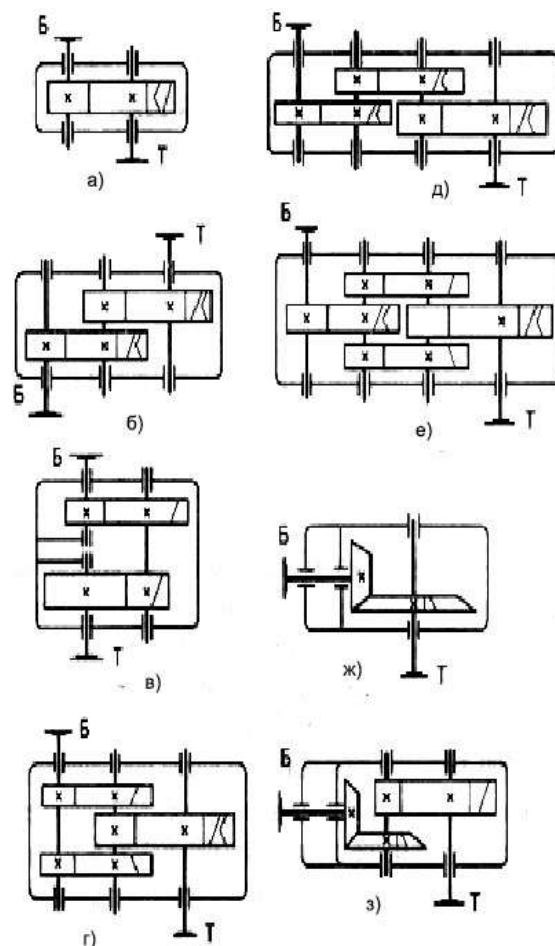


Рисунок 1 - Наиболее распространенные схемы зубчатых редукторов: а — одноступенчатый; б — двухступенчатый развернутый; в — двухступенчатый соосный; г — двухступенчатый с раздвоенной ступенью; д — трехступенчатый развернутый; е — трехступенчатый с раздвоенной промежуточной ступенью; ж — конический; з — коническо-цилиндрический

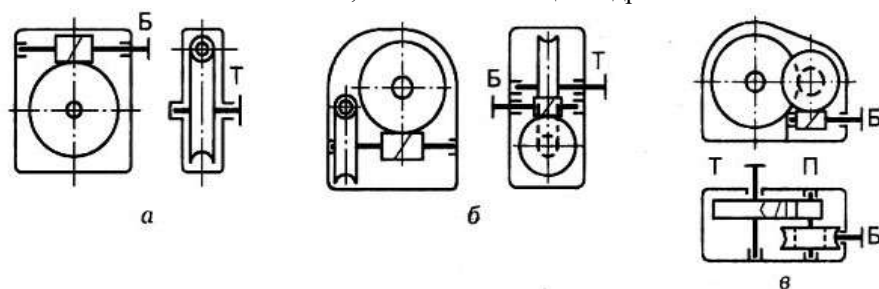


Рисунок 2 - Схемы червячных редукторов: а — одноступенчатый; б — двухступенчатый; в — червячно-цилиндрический

Червячные редукторы выпускают с нижним (рис. 3,а), верхним (рис.3,б), боковым (рис.3,в) или вертикальным (рис.3,г) расположением червяка.

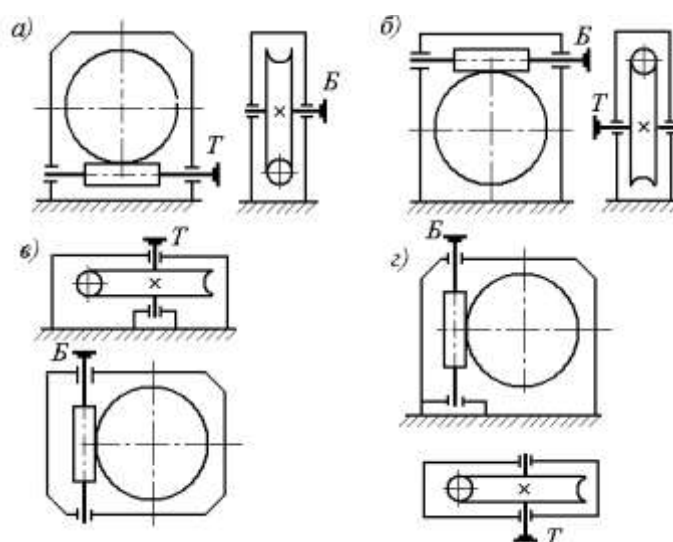


Рисунок 3 - Схемы червячных редукторов:

а — нижний червяк; б — верхний червяк; в — боковой червяк; г — вертикальный червяк;

Основные недостатки червячных редукторов — низкий КПД и малый ресурс работы.

4. Конструкция редукторов

В технике применяются одно - (при частоте вращения рабочих валков 200...250 об/мин), двух- (40...50 об/мин) и очень редко трехступенчатые (10...15 об/мин) редукторы. Из двухступенчатых цилиндрических редукторов применяют редукторы, выполненные по раздвоенной схеме (рисунок 4).

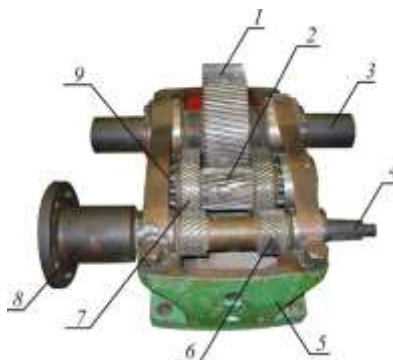


Рисунок 4 - Редуктор двухступенчатый цилиндрический: 1, 7 — зубчатые колеса; 2, 6 — шестерни; 3, 4 — тихоходный и быстроходный валы; 5 — корпус; 8 — полумуфта; 9 — подшипник

Работа в тренажере «Электронный курс «Слесарь-ремонтник». Раздел «Редукторы»»

Перейдите на образовательный портал в электронный курс «Слесарь-ремонтник», выберите раздел «Редукторы» (<https://newlms.magtu.ru/course/section.php?id=2099235>). Изучите предложенный материал, выполните тестирование

Форма представления результата:

защита лабораторной работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы по конспекту.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно описаны все детали редуктора.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно описана часть деталей редуктора.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если детали редуктора не описаны.