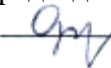


Министерство образования и науки Челябинской области
Государственное бюджетное профессиональное образовательное учреждение
«Южно-Уральский государственный технический колледж»

Методические рекомендации к выполнению
практических работ
по учебной дисциплине **«Техническая механика»**
для специальности 15.02.12
**Монтаж, техническое обслуживание и ремонт промышленного
оборудования (по отраслям)**

Челябинск 2022г.

Методические рекомендации
составлены в соответствии с
программой учебной
дисциплины «Техническая
механика» для специальности
15.02.12 Монтаж, техническое
обслуживание и ремонт промыш-
ленного оборудования (по отрас-
лям).

ОДОБРЕНО
Предметной (цикловой)
комиссией
протокол № 10
от «25» мая 2022 г.
Председатель ПЦК
 Н.В. Озорнина/

УТВЕРЖДАЮ
Заместитель директора
по УМР
_____ Т.Ю Крашакова
«__»_____ 2022 г.

Автор – преподаватель ЮУрГТК Шичкина Г.Н.

Акт согласования

методических рекомендаций по выполнению практических работ по дисциплине «Техническая механика»

для студентов специальности 15.02.12 Монтаж, техническое обслуживание и ремонт промышленного оборудования (по отраслям), разработанных преподавателем ЮУрГТК Шичкиной Г.Н.

Представленные методические рекомендации составлены в соответствии с программой учебной дисциплины, разработанной на основании требований к результатам освоения основной образовательной программы и требований к умениям и знаниям по дисциплине «Техническая механика» по специальности 15.02.12 Монтаж, техническое обслуживание и ремонт промышленного оборудования (по отраслям)» определенными ФГОС СПО.

Рассматриваемые методические рекомендации предусматривают выполнение 25-ти практических работ (45 часов). Тематика практических работ охватывает все разделы дисциплины, обеспечивает формирование умений, знаний по дисциплине (элементов компетенций выпускника), определяемые ФГОС по данной специальности. Содержание практических работ обеспечивает выполнение заданий второго уровня усвоения.

Методические рекомендации соответствуют уровню подготовки выпускника среднего профессионального образования, определяемые ФГОС и могут быть рекомендованы для использования в образовательном процессе по специальности 15.02.12 Монтаж, техническое обслуживание и ремонт промышленного оборудования (по отраслям) по программе базовой подготовки.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Методические рекомендации по выполнению практических работ предназначены для студентов специальности 15.02.12 «Монтаж, техническое обслуживание и ремонт промышленного оборудования» (по отраслям)

Практические работы являются важным элементом изучения дисциплины. В результате выполнения практических работ студенты систематизируют и закрепляют теоретический материал, формируют элементы общих и профессиональных компетенций.

Программой учебной дисциплины предусмотрено выполнение практических работ в объеме 45 часов, направленных на формирование:

элементов следующих компетенций:

ОК 1. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности, применительно к различным контекстам

ОК 3. Планировать и реализовывать собственное профессиональное и личностное развитие

ОК 4. Работать в коллективе и команде, эффективно взаимодействовать с коллегами, руководством, клиентами

ОК 5. Осуществлять устную и письменную коммуникацию на государственном языке с учетом особенностей социального и культурного контекста

ОК 6. Проявлять гражданско-патриотическую позицию, демонстрировать осознанное поведение на основе традиционных общечеловеческих ценностей

ОК 7. Содействовать сохранению окружающей среды, ресурсосбережению, эффективно действовать в чрезвычайных ситуациях.

ОК 9. Использовать информационные технологии в профессиональной деятельности

ОК 9. Использовать информационные технологии в профессиональной деятельности

ОК 10. Пользоваться профессиональной документацией на государственном и иностранном языках

ПК 1.1.Осуществлять работы по подготовке единиц оборудования к монтажу

ПК 1.2. Проводить монтаж промышленного оборудования в соответствии с технической документацией

ПК 1.3.Производить ввод в эксплуатацию и испытания промышленного оборудования в соответствии с технической документацией

ПК 2.1.Проводить регламентные работы по техническому обслуживанию промышленного оборудования в соответствии с документацией завода-изготовителя.

ПК2.2.Осуществлять диагностирование состояния промышленного оборудования и дефектацию его узлов и элементов

ПК2.3.Проводить ремонтные работы по восстановлению работоспособности промышленного оборудования

ПК 2.4.Выполнять наладочные и регулировочные работы в соответствии с производственным заданием

ПК3.1.Определять оптимальные методы восстановления работоспособности промышленного оборудования

Личностных результатов:

ЛР-4. Проявляющий и демонстрирующий уважение к людям ,осознающий ценность собственного труда, стремящийся к формированию в сетевой среде личностного и профессионального конструктивного «цифрового следа».

ЛР -7. Осознающий приоритетную ценность личности человека, уважающий собственную и чужую уникальность в различных ситуациях во всех формах и видах деятельности

умений:

-производить расчеты механических передач и простейших сборочных единиц;

- читать кинематические схемы;
- определять напряжения в конструкционных элементах.

знаний:

- основы технической механики;
- виды механизмов, их кинематические и динамические характеристики;
- методику расчета элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость при различных видах деформации;
- основы расчетов механических передач и простейших сборочных единиц общего назначения.

Все практические работы содержат наименование, цель, перечень элементов формируемых умений, знаний, краткий теоретический материал, ход выполнения работы, форму отчета, контрольные вопросы (с целью выявления и устранения недочетов в освоении материала).

В практических работах приведены варианты индивидуальных заданий. Некоторые практические работы носят комплексный характер, т.е. результаты предыдущих практических работ являются исходными данными для выполнения последующих. В данных методических рекомендациях приведены работы, содержание которых предусматривает выполнение заданий второго уровня усвоения.

Отчеты студентов по практическим работам выполняются на листах формата А4 в соответствии с формами отчетов, приведенными в методических рекомендациях.

Перечень практических работ

№ работы	Тема практических работ	Кол. часов
1	Определение реакций связей	1
2	Определение главного вектора и главного момента плоской системы сил	2
3	Определение реакций опор	2
4	Определение реакций опор редукторного вала	2
5	Определение центра тяжести составного сечения	2
6	Определение параметров движения точки	2
7	Построение эпюр продольных сил и нормальных напряжений, определение абсолютного удлинения бруса	2
8	Расчеты элементов конструкций на прочность и жесткость при растяжении (сжатии)	2
9	Выполнение расчетов шпоночных соединений на срез и смятие	2
10	Определение главных центральных моментов инерции составных сечений	2
11	Построение эпюр крутящих моментов	1
12	Выполнение расчетов на прочность и жесткость при кручении	2
13	Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов	2
14	Расчеты на прочность при изгибе	2
15	Расчет бруса круглого поперечного сечения при совместном действии изгиба и кручения	2
16	Кинематический и динамический расчет многоступенчатого привода	2
17	Расчет цилиндрической зубчатой передачи на контактную прочность и напряжениям изгиба	2
18	Расчет червячной передачи по контактным напряжениям	2
19	Изучение конструкции цилиндрического редуктора	2
20	Изучение конструкции червячного редуктора	2
21	Расчет ременной передачи	2
22	Разработка конструкции тихоходного вала редуктора	2
23	Подбор подшипников для тихоходного вала редуктора	1
24	Расчет сварного соединения	1
25	Расчет резьбового соединения при постоянной нагрузке	1
	всего	45

Практическая работа №1 .

Определение реакций связей.

Цель: освоение методики определения реакций связей стержневой системы.

Умения (элементы):— *определять напряжения в конструктивных элементах (определять проекции сил на ось)*

Знания: - *основы технической механики; (уравнения равновесия плоской системы сходящихся сил, формулы для определения проекции силы на ось).*

Теоретический материал

Система сил, линии действия которых лежат в одной плоскости и пересекаются в одной точке, называется плоской системой сходящихся сил. Условие равновесия для данной системы сил в аналитической форме можно сформулировать следующим образом: *Плоская система сходящихся сил находится в равновесии, если равнодействующая сила системы равна нулю.* Система уравнений равновесия плоской сходящейся системы сил:

$$\begin{cases} \sum_{k=0}^n F_{kx} = 0; \\ \sum_{k=0}^n F_{ky} = 0. \end{cases}$$

Величина проекции силы на ось равна произведению модуля силы на косинус острого угла между вектором силы и осью (рис.1). Проекция силы на ось имеет знак: *положительный при одинаковом направлении* вектора силы и оси и *отрицательный* при направлении вектора силы противоположно положительному направлению оси.

Частные случаи определения проекции силы на ось:

1. если сила *параллельна* оси, то ее проекция на эту ось *равна величине вектора силы*(рис.1);
2. если сила *перпендикулярна* оси, то ее проекция на эту ось *равна нулю* (рис.1):

$$F_{1x} = F_1 \cos \alpha_1 > 0; \quad F_{2x} = -F_2 \cos \beta_2; \quad F_{3x} = 0; \quad F_{4x} = -F_4.$$

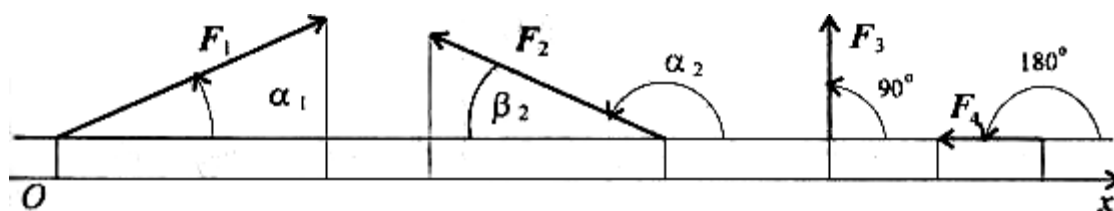


Рисунок 1. Проекция силы на ось.

В данной практической работе используя уравнения равновесия плоской системы сходящихся сил требуется определить реакции двух шарнирно соединенных между собой стержней, удерживающих грузы.

Пример. Определить реакции стержней, удерживающих грузы

$$F_1 = 70 \text{ кН и } F_2 = 100 \text{ кН (рис. 2, а).}$$

Решение. I. Рассматриваем равновесие шарнира В (рис.1,а)

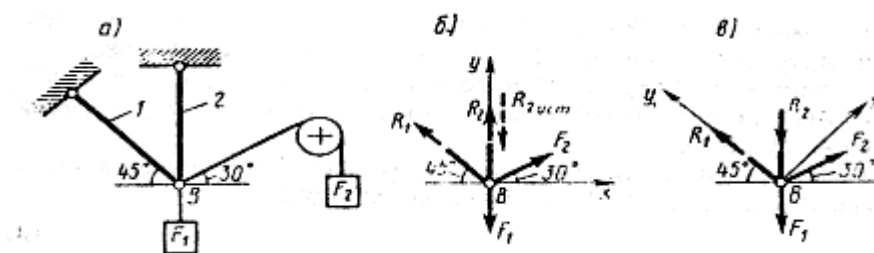


Рисунок 2. Схема расчета к примеру.

2. Освобождаем шарнир В от связей и изображаем действующие на него активные силы F_1, F_2 .

3. Заменяем связи их реакциями R_1, R_2

4. Выбираем систему координат, совместив ось у по направлению R_2 (рис.2,б) и составляем уравнения равновесия для системы сил, действующих на шарнир В:

$$\sum F_{ix} = F_2 \cdot \cos 30^\circ - R_1 \cdot \cos 45^\circ = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_{iy} = -F_1 + F_2 \cdot \cos 60^\circ + R_2 + R_1 \cdot \cos 45^\circ = 0 \quad (2)$$

5. Определяем реакции стержней R_1 и R_2 , кН:

Из уравнения (1)

$$R_1 = \frac{F_2 \cdot \cos 30^\circ}{\cos 45^\circ} = \frac{100 \cdot 0,866}{0,707} = 122 \text{ кН}$$

Подставляя найденное значение R_1 в уравнение (2), получаем

$$R_2 = F_1 - F_2 \cdot \sin 30^\circ - R_1 \cdot \sin 45^\circ = 70 - 100 \cdot 0,5 - 122 \cdot 0,707 = -66,6 \text{ кН}$$

Знак минус перед значением R_2 указывает на то, что первоначально выбранное направление реакции неверно, следует направить реакцию R_2 в противоположную сторону, т.е. к шарниру В (на рис. 2,б) (истинное направление реакции R_2 показано штриховым вектором).

6. Проверяем правильность полученных результатов, выбрав новое расположение осей координат X_1, Y_1 (рис. 2, в). Относительно этих осей составляем уравнения равновесия: $\Sigma F_{ix1} = -R_2 \cdot \cos 45^\circ + F_2 \cdot \cos 15^\circ - F_1 \cdot \cos 45^\circ = 0$, (3)

$$\Sigma F_{iy1} = R_1 - F_1 \cdot \cos 45^\circ - R_2 \cdot \cos 45^\circ - F_2 \cdot \cos 75^\circ = 0. \quad (4)$$

Из уравнения (3) находим

$$R_2 = \frac{F_2 \cdot \cos 15^\circ - F_1 \cdot \cos 45^\circ}{\cos 45^\circ} = \frac{100 \cdot 0,965 - 70 \cdot 0,707}{0,707} = 66,6 \text{ кН}$$

Подставляя найденное значение R_2 в уравнение (4), получаем

$$R_1 = 70 \cdot 0,707 + 66,6 \cdot 0,707 + 100 \cdot 0,258 = 122 \text{ кН}$$

Значения реакций R_1 и R_2 , полученные при решении уравнений (1) и (2), совпадают по величине и направлению со значениями, найденными из уравнений (3) и (4), следовательно, задача решена правильно.

Задание к практической работе: Определить реакции стержней (рис.3).

Таблица 1. Исходные данные к практической работе №1.

№ варианта	№ схемы	F_1 кН	F_2 кН	№ варианта	№ схемы	F_1 кН	F_2 кН
1	1	2	3	13	4	20	22
2	2	4	5	14	5	2	4
3	3	6	7	15	6	5	6
4	4	8	9	16	7	8	4
5	5	10	11	17	8	12	15
6	6	20	30	18	9	2	3
7	7	22	24	19	10	4	5

8	8	8	10	20	1	7	8
9	9	5	6	21	2	12	10
10	10	4	7	22	3	6	8
11	1	10	12	23	4	2	5
12	2	8	10	24	5	3	5

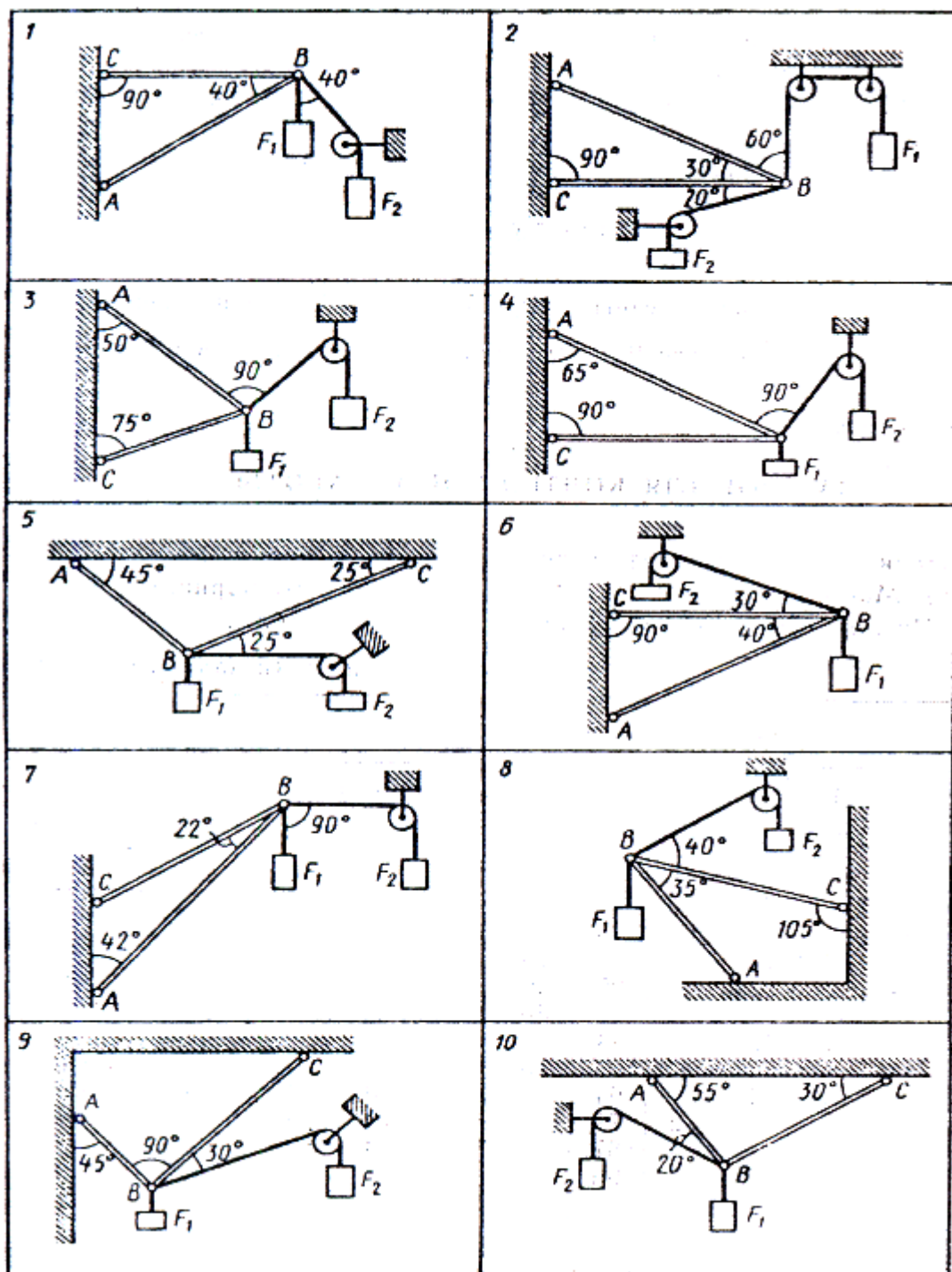


Рисунок 3. Схемы стержней к практической работе №1

Контрольные вопросы:

1. Запишите формулы для определения проекции силы на ось.
2. При каких условиях проекция силы на ось будет равна нулю? величине силы?
3. Сформулируйте условное правило знаков проекции силы на ось.
4. Запишите условие и уравнения равновесия плоской сходящейся системы сил.

Ход выполнения работы

1. Выбрать тело (точку), равновесие которого следует рассматривать.
2. Освободить тело от связей и изобразить действующие на него активные силы и реакции отброшенных связей.
3. Выбрать оси координат и составить уравнения равновесия, используя уравнения равновесия системы сходящихся сил.
4. Определить реакции стержней из решения указанной системы уравнений.
5. Проверить правильность полученных результатов
6. Ответить на контрольные вопросы.
7. Сделать вывод по работе.

Отчет по работе

Практическая работа №1

Определение реакций связей.

Цель:

1. Задание:

2. Схема нагружения.

3. Расчетная схема.

4. Уравнения равновесия.

5. Проверка правильности решения.

6. Ответ.

7. Ответы на контрольные вопросы.

8. Вывод по работе.

Практическая работа №2

Определение главного вектора и главного момента плоской системы сил.

Цель: формирование умений заменять плоскую произвольную систему сил одной силой и одной парой сил.

Умения: (элементы) определять напряжения в конструктивных элементах

Знания: - основы технической механики (теорема Пуансо, понятие о главном векторе и главном моменте) ;

Теоретический материал.

На основании теоремы Пуансо: *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.* Появившаяся при переносе силы пара называют *присоединенной парой* (рис.1).

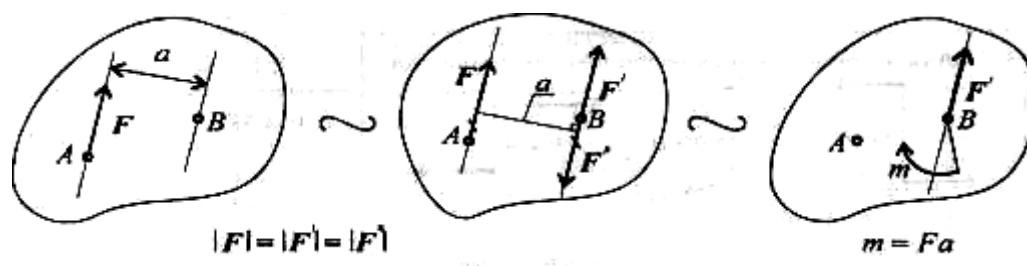


Рисунок 1. Приведение силы к точке.

Используя для плоской системы произвольно расположенных сил (рис.2) теорему Пуансо переносим все силы в центр приведения О. Пучок сил в точке О можно заменить одной силой — *главным вектором системы* $F_{\text{гл}}$. *Главный вектор равен геометрической сумме векторов произвольной плоской системы сил.*

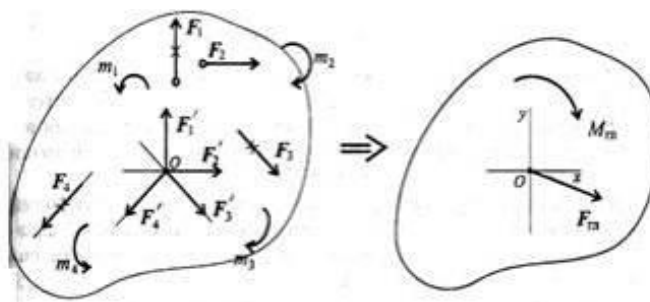


Рисунок 2, Приведение плоской произвольной системы сил к центру.

Проецируя все силы системы на оси прямоугольной системы координат и, сложив соответствующие проекции сил на оси, получим проекции главного вектора на оси X и Y.

$$F_{ГЛx} = \Sigma F_{kx}; \quad F_{ГЛy} = \Sigma F_{ky}$$

Модуль главного вектора:

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

Образующуюся систему пар сил можно заменить одной эквивалентной парой — *главным моментом системы* $M_{ГЛ}$. *Главный момент системы сил равен алгебраической сумме моментов сил системы относительно центра приведения.*

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

$$M_{ГЛО} = \sum_0^n m_O(F_k).$$

Таким образом, произвольная плоская система сил приводится к одной силе (главному вектору $F_{ГЛ}$ системы сил) и одному моменту (главному моменту $M_{ГЛ}$ системы сил). При изменении положения точки приведения величина *главного вектора не изменится*. *Величина главного момента при переносе центра приведения изменится*, т. к. меняются расстояния от векторов сил до новой точки приведения.

При приведении системы сил к точке возможны следующие варианты:

1. $F_{ГЛ} = 0$; $M_{ГЛ} \neq 0$ -тело вращается вокруг неподвижной оси;
2. $M_{ГЛ} = 0$; $F_{ГЛ} \neq 0$ -тело движется поступательно;
3. $F_{ГЛ} = 0$; $M_{ГЛ} = 0$ –тело находится в равновесии.

В данной практической работе необходимо определив главный вектор и главный момент заданной системы сил, выяснить какие движения может создать данная система сил.

Пример: Определить главный вектор и главный момент плоской произвольной системы сил при ее приведении к центру O, приведенной на рисунке 3.

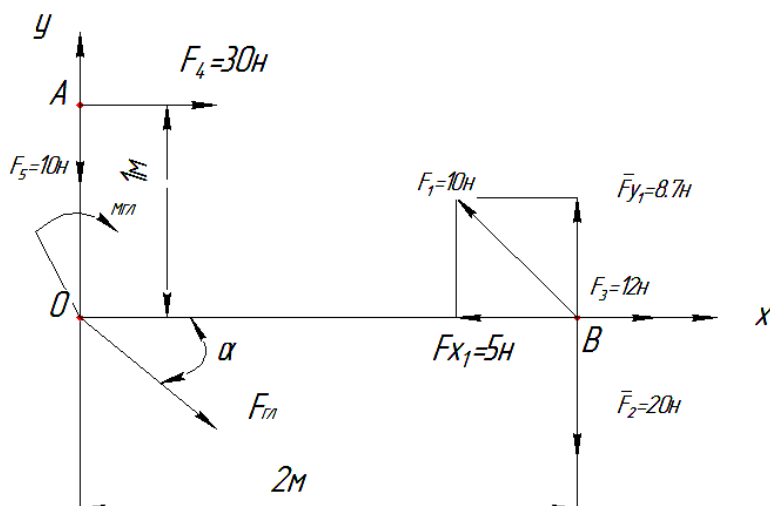


Рисунок 3.Схема нагружения к примеру.

1.Разложение наклонной силы F_1 на две взаимно перпендикулярные составляющие F_{x1} и F_{y1} : $F_{x1} = F_1 \cdot \cos 60^\circ = 10 \cdot 0,5 = 5$ $F_{y1} = F_1 \cdot \sin 30^\circ = 10 \cdot 0,87 = 8,7$

2. Определение главного вектора.

2.1. Определение проекции главного вектора на ось X

Проекция каждой силы на ось X: $(F_{x1})_x = -5$; $(F_{y1})_x = 0$; $F_{2x} = 0$; $F_{3x} = 12$; $F_{4x} = 30$; $F_{5x} = 0$.

$$F_{\text{ГЛX}} = (F_{x1})_x + (F_{y1})_x + F_{2x} + F_{3x} + F_{4x} + F_{5x} = -5 + 0 + 12 + 30 + 0 = 37$$

2.2. Определение проекции главного вектора на ось Y

Проекция каждой силы на ось Y: $(F_{x1})_y = 0$; $(F_{y1})_y = 8,7$; $F_{2y} = -20$; $F_{3y} = 0$; $F_{4y} = 0$; $F_{5y} = -10$

$$F_{\text{ГЛY}} = (F_{x1})_y + (F_{y1})_y + F_{2y} + F_{3y} + F_{4y} + F_{5y} = 0 + 8,7 - 20 + 0 + 0 - 10 = -11,3$$

2.3.Определение модуля главного вектора, Н

$$F_{\text{ГЛ}} = \sqrt{(F_{\text{ГЛX}})^2 + (F_{\text{ГЛY}})^2} = \sqrt{37^2 + 11,3^2} = 38,9 \text{ (H)}$$

Определение направления главного вектора

$$\alpha = \arcsin \frac{F_{\text{ГЛY}}}{F_{\text{ГЛ}}} = \arcsin \frac{11,3}{38,9} = \arcsin 0,2905 = 16,9^\circ$$

(α —острый угол между главным вектором $F_{\text{ГЛ}}$ и осью X)

3.Определение главного момента $M_{\text{ГЛ}} = \sum M_o(F_i)$, Нм

$$M_o(F_{y1}) = -8,7 \cdot 2 = -17,4; \quad M_o(F_{x1}) = 0; \quad M_o(F_2) = 20 \cdot 2 = 40; \quad M_o(F_3) = 0;$$

$$M_o(F_4) = 30 \cdot 1 = 30; \quad M_o(F_5) = 0$$

$$M_{\text{гл}} = M_o(F_{y1}) + M_o(F_{x1}) + M_o(F_2) + M_o(F_3) + M_o(F_4) + M_o(F_5) =$$

$$= -17,4 + 0 + 40 + 0 + 30 + 0 = 52,69 \text{ (Нм)}$$

Вывод: заданная система сил приводится к главному вектору и главному моменту, т.е. способна создать поступательное и вращательное движения вокруг точки О.

Ход выполнения

1. Изобразить заданную систему сил в соответствии с вариантом.
2. Разложить наклонную силу на две взаимно перпендикулярные составляющие.
3. Определить проекцию каждой силы на ось Х (используйте формулы для определения проекции силы на ось).
4. Определить проекцию главного вектора на ось Х.
5. Определить проекцию каждой силы на ось У.
6. Определить проекцию главного вектора на ось У.
7. Определить модуль главного вектора.
8. Определить направление главного вектора.
9. Определить момент каждой силы относительно заданного центра приведения.
10. Определить величину и знак главного момента.
11. Изобразить на схеме главный вектор и главный момент.
12. Указать движения тела, возможные под действием заданной системы сил.
13. Ответить на контрольные вопросы.
14. Сформулировать вывод по работе.

Задание к практической работе: Определить главный вектор и главный момент плоской произвольной системы, приведенной на рисунке 4, при ее приведении к заданному центру; выяснить какие движения может создать заданная система сил. Исходные данные принять в соответствии с вариантом.

Таблица Исходные данные к практической работе № 2.

№ п\п	F ₁ ,кН	F ₂ ,кН	F ₃ ,кН	F ₄ ,кН	F ₅ ,кН	F ₆ ,кН	F ₇ ,кН	F ₈ ,кН	β°	Центр приведения
1	1	2	3	4	5	6	7	8	30	А
2	9	10	11	12	13	14	15	16	45	В
3	6	7	8	9	10	11	12	13	60	С
4	2	4	6	8	10	12	14	16	25	Д
5	5	6	7	8	9	10	12	3	20	А
6	1	3	5	7	9	11	13	15	40	В
7	3	5	7	9	11	13	14	17	30	С
8	20	21	22	23	24	25	26	27	45	Д
9	7	8	9	10	11	12	13	14	40	А
10	4	3	6	5	7	8	9	4	60	В
11	12	2	3	45	6	8	9	2	30	С
12	1	4	7	10	13	16	19	21	60	Д
13	8	7	9	4	2	6	7	9	35	А
14	10	24	26	4	7	5	9	3	60	В
15	2	5	8	11	14	17	20	23	30	С
16	10	5	9	14	19	24	29	34	45	Д
17	8	7	6	5	4	3	2	8	60	А
18	9	8	7	6	5	4	3	2	45	В
19	12	13	14	15	16	17	18	19	60	С
20	22	26	24	28	30	32	34	36	30	Д
21	1	2	3	4	5	6	7	8	60	В
22	7	8	9	6	5	4	3	2	45	А
23	10	11	12	13	14	15	16	17	30	С
24	2	7	12	17	22	27	32	34	60	Д
25	8	7	6	5	4	3	2	1	60	А
26	15	14	13	12	11	10	9	8	30	В
27	12	14	16	18	22	23	10	8	60	С

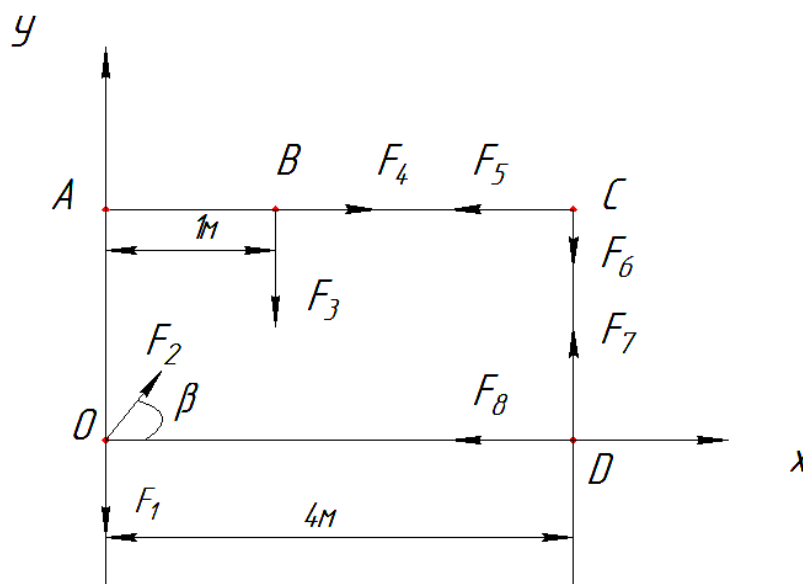


Рисунок 4.Схема нагружения к практической работе №2.

Контрольные вопросы

1. Чему равен главный вектор системы сил?
2. Чему равен главный момент системы сил при приведении ее к точке?
4. Тело движется равномерно и прямолинейно. Чему равны главный вектор и главный момент системы?
5. Тело вращается вокруг неподвижной оси. Чему равны главный вектор и главный момент действующей на него системы сил?
6. Найдите главный вектор и главный момент системы сил, если центр

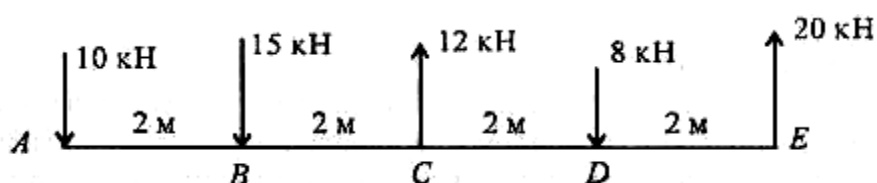


Рисунок 5. Плоская произвольная система сил.

приведения находится в точке A (рис. 5).

Отчет по выполнению работы.

Практическая работа №2

Определение главного вектора и главного момента плоской системы сил.

Цель:

- 1.Схема заданной системы сил с указанием их модулей в соответствии с вариантом.
- 2.Разложение наклонной силы на две взаимно перпендикулярные составляющие.
- 3.Определение проекции главного вектора на ось X.
- 4.Определение проекции главного вектора на ось Y.
- 5.Определение модуля главного вектора.
- 6.Определение направления главного вектора.
- 7.Определение величины и знака главного момента.
- 8.Изображение на схеме главного вектора и главного момента.
9. Вывод по движениям тела, возможных под действием заданной системы сил.
- 10.Ответы на контрольные вопросы.
11. Вывод по работе.

Практическая работа №3.

Определение реакций опор.

Цель: Формирование умений расчета реакций связей 2-х опорной и консольной балок.

Умения(элементы): *-определять напряжения в конструктивных элементах (определение нагрузок в опорах балочных систем);*

- производить расчеты простейших сборочных единиц (определение нагрузок в подшипниках);

Знания: *- основы технической механики (уравнения равновесия статики для плоской произвольной системы сил, формулы для определения проекции силы на ось и момента силы относительно точки)*

Теоретический материал

Балка- деталь, выполненная в виде прямолинейного бруса с одной опорой (жесткая заделка, рис.1в) или двумя шарнирными опорами: шарнирно подвижной (рис.1б), и шарнирно неподвижной(рис1а).

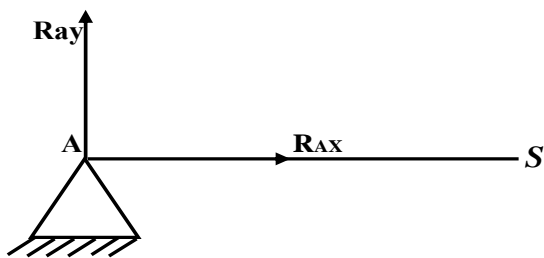


Рисунок 1а. Шарнирно-неподвижная опора

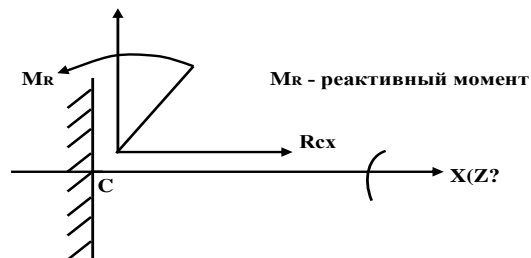


Рисунок 1в. Жесткая заделка

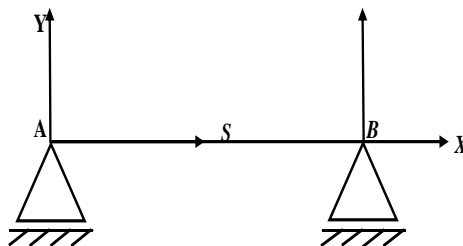


Рисунок 1б. Шарнирно-подвижная опора

Внешние силы (нагрузки), действующие на балку (рис.3):

а) F - сосредоточенная сила, приложенная в (·) D (рис. 3);

б) m - сосредоточенный момент пары сил в (·) C (рис.3) ;

в) равномерно распределенная нагрузка, интенсивностью q на участке СВ; при решении задач эту нагрузку заменяют равнодействующей F_q , имеющей направление нагрузки, приложенной посередине длины действия нагрузки $F_q = q \cdot \ell$ (рис2);

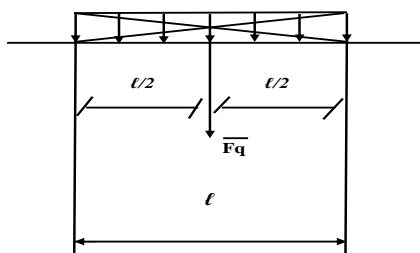


Рисунок 2. Равномерно распределенная

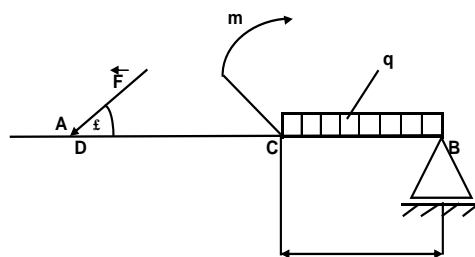


Рисунок 3. Нагрузка, действующая на балку

Силу F , приложенную под углом к оси балки, при решении задач необходимо разложить на 2 взаимно перпендикулярные составляющие:

$$F_x = F \cdot \cos \alpha; \quad F_y = F \cdot \cos \beta \text{ (рис.4)}$$

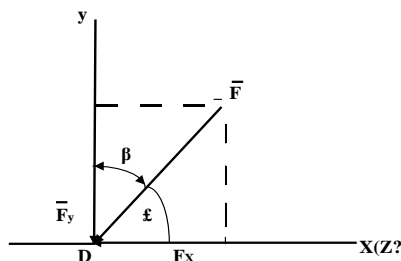


Рисунок 4. Разложение силы на составляющие

В задачах, предложенных в данной практической работе, на балку действует плоская произвольно расположенная система сил (активных и реактивных). Для определения реакций опор необходимо составить уравнения равновесия.

Возможны для плоской произвольной системы сил три формы уравнений равновесия:

$$\begin{array}{lll}
 \sum F_{kx} = 0 & \sum M_a(\bar{F}_k) = 0 & \sum M_a(\bar{F}_k) = 0 \\
 \text{1 форма: } \sum F_{ky} = 0 & \text{2 форма: } \sum M_B(\bar{F}_k) = 0 & \text{3 форма: } \sum M_B(\bar{F}_k) = 0 \\
 \sum M_a(\bar{F}_k) = 0 & \sum F_{kx} = 0 & \sum M_c(\bar{F}_k) = 0
 \end{array}$$

Для решения задач в практической работе рекомендуется 2 –ая форма уравнений равновесия. Для составления уравнений равновесия необходимо уметь определять проекцию силы на оси координат:

$$F_x = F \cdot \cos \alpha; \quad F_y = F \cdot \cos \beta$$

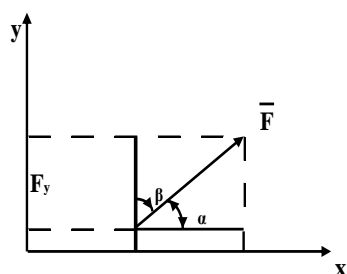


Рисунок 5. Проекция силы на ось

Проекция силы на ось равна произведению величины силы (модуля) на косинус *острого* угла между направлением силы и направлением оси.

Частные случаи определения проекции силы на ось:

- а) если $F \parallel X$, то $F_x = F$;
- б) если $F \perp X$ то $F_x = 0$.

Условное правило знаков проекции силы на ось:

-проекция (+), если направление силы совпадает с положительным направлением оси; проекция (-), если направление силы и оси противоположны.

Момент силы относительно точки равен произведению величины силы на плечо:

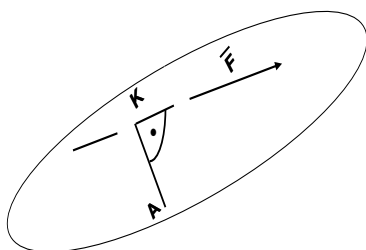
$$M_A(F) = F \cdot /AK/,$$

где AK – *плечо силы* – кратчайшее расстояние от (·) A до линии действия силы.

Правило знаков момента силы относительно точки:

момент силы (+), если F стремится повернуть тело по часовой стрелке.

момент силы (-), если против часовой стрелки вокруг точки A .



Частный случай: $M_K(F) = 0$, если линия действия силы проходит через точку K .

Рисунок 6. Вращательное действие силы F вокруг точки A .

3. Рассмотрим несколько примеров.

3.1 Пример №1.

Определить опорные реакции двух опорной балки

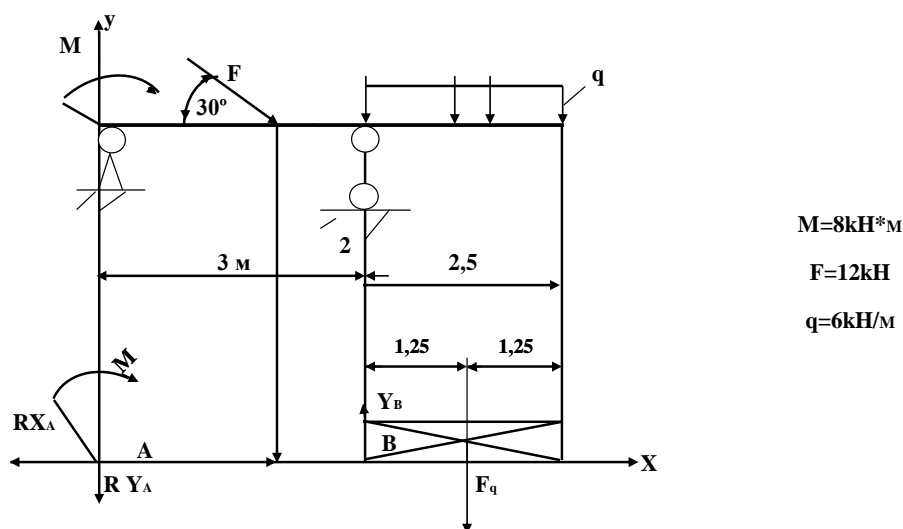


Рисунок 7. Расчетная схема к примеру 1.

3.1.1. Замена равномерно-распределенной нагрузки сосредоточенной силой F_q .

$$F_q = q \cdot l = 6 \cdot 2.5 = 15 (\text{кН})$$

3.1.2. Разложение наклонной силы F на две составляющие:

$$F_x = F \cdot \cos 30^\circ = 12 \cdot 0.86 = 10.32 (\text{кН})$$

$$F_y = F \cdot \cos 60^\circ = 12 \cdot 0.5 = 6 (\text{кН})$$

3.1.3. Выбор положения прямоугольной системы координат.

3.1.4. Обозначение характерных точек.

3.1.5. Замена связи их реакциями.

3.1.6. Составление уравнений равновесия.

$$\sum F_{kx} = -R_{xa} + F_x = 0$$

$$\sum M_A = M + F_y \cdot AC - R_{yb} \cdot AB + F_q \cdot AD = 0$$

$$\sum M_B = M + R_{ya} \cdot AB - F_y \cdot CB + F_q \cdot BD = 0$$

3.1.7. Вычисление опорных реакций.

$$R_{xa} = F_x = 10.32 \text{ кН}$$

$$R_{yb} = \frac{M + F_y \cdot AC + F_q \cdot AD}{AB} = \frac{8 + 6 \cdot 3 + 15 \cdot 6.25}{5} = 23.95 \text{ кН}$$

$$R_{ya} = \frac{F_y \cdot CB - M - F_q \cdot BD}{AB} = \frac{6 \cdot 2 - 8 - 15 \cdot 1.25}{5} = -2.95 \text{ кН}$$

Если полученная реакция имеет знак (-), то следует сменить направление опорной реакции на противоположное.

3.1.8. Проверка: доказать, что $\sum F_{ky} = 0$

$$\sum F_{ky} = R_{ya} - F_y + R_{yb} - F_q = -2.95 - 6 + 23.95 - 15 = 23.95 - 23.95 = 0$$

Вывод: решение верно.

3.1.9. Ответ: $R_{xa} = 10.32 \text{ кН}$; $R_{ya} = 2.95 \text{ кН}$; $R_{yb} = 23.95 \text{ кН}$

3.2. Пример №2.

Определить опорные реакции жестко защемленной балки. Требуется определить: R_{ya} , R_{yb} , M_R

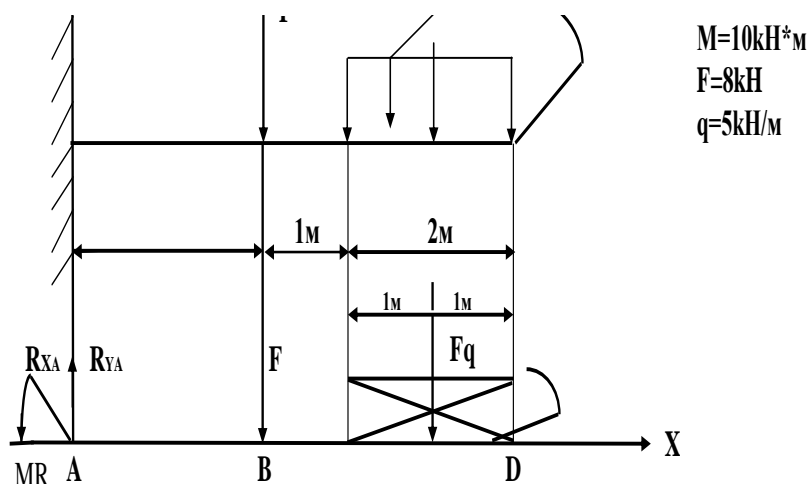


Рисунок 8 Расчетная схема к примеру 2.

3.2.1. Замена равномерно – распределенной нагрузки силой Fq

$$Fq = q \cdot \ell = 5 \cdot 2 = 10 \text{ кН}$$

3.2.2. Выбор положения прямоугольной системы координат.

3.2.3. Замена связи реакциями связей R_{YA} , R_{YA} , M_R

3.2.4. Составление уравнений равновесия.

$$\sum F_{kx} = R_{XA} = 0$$

$$\sum F_{ky} = R_{YA} - F - Fq = 0$$

$$\sum M_A = M_R + F \cdot AB + Fq \cdot AC - M = 0$$

3.2.5. Вычисление опорных реакций.

$$R_{XA} = 0$$

$$R_{YA} = F + Fq = 8 + 10 = 18 \text{ кН}$$

$$M_R = F \cdot AB + Fq \cdot AC - M = 8 \cdot 2 + 10 \cdot 4 - 10 = 46 \text{ кНм}$$

3.2.6. Проверка: доказать, что $\sum M_B = 0$

$$\sum M_B = -M_R + R_{YA} \cdot AB + Fq \cdot BC - M = -46 + 18 \cdot 2 + 10 \cdot 2 - 10 = 56 - 56 = 0$$

Вывод: решение верно

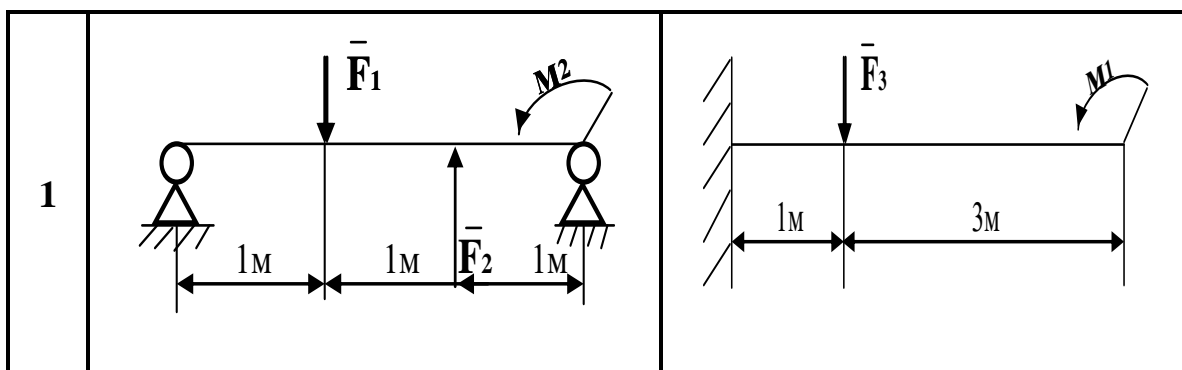
3.2.7. Ответ: $R_{XA} = 0$; $R_{YA} = 18 \text{ кН}$; $M_R = 46 \text{ кНм}$

Задание к практической работе: Определить реакции связей балок (рис.9,10).

Исходные данные к практической работе принять по таблицам 1,2 в соответствии с вариантом.

Таблица 1. Исходные данные к задачам № 1, 2.

№ варианта	№ схемы	F_1 , кН	F_2 , кН	F_3 , кН	M_1 , кНм	M_2 , кНм
1	1	4	15	10	3	15
2	2	6	10	8	6	18
3	3	8	6	11	7	20
4	4	10	9	17	8	2
5	5	12	14	24	9	6
6	6	15	17	28	10	15
7	7	16	20	3	11	12
8	8	19	4	15	12	7
9	9	20	30	25	13	9
10	10	25	32	13	14	10
11	1	6	25	6	2	15
12	2	32	10	7	4	6
13	3	35	12	8	6	12
14	4	20	18	9	18	5
15	5	14	10	12	8	7
16	6	15	9	7	10	11
17	7	7	6	19	12	10
18	8	3	11	20	15	5
19	9	5	9	2	9	6
20	10	16	20	24	10	9
21	1	3	5	6	4	25
22	2	7	13	8	10	4
23	3	12	10	32	5	7
24	4	9	14	28	13	6
25	5	25	18	23	11	9
26	6	20	16	24	10	5



2		
3		
4		
5		
6		

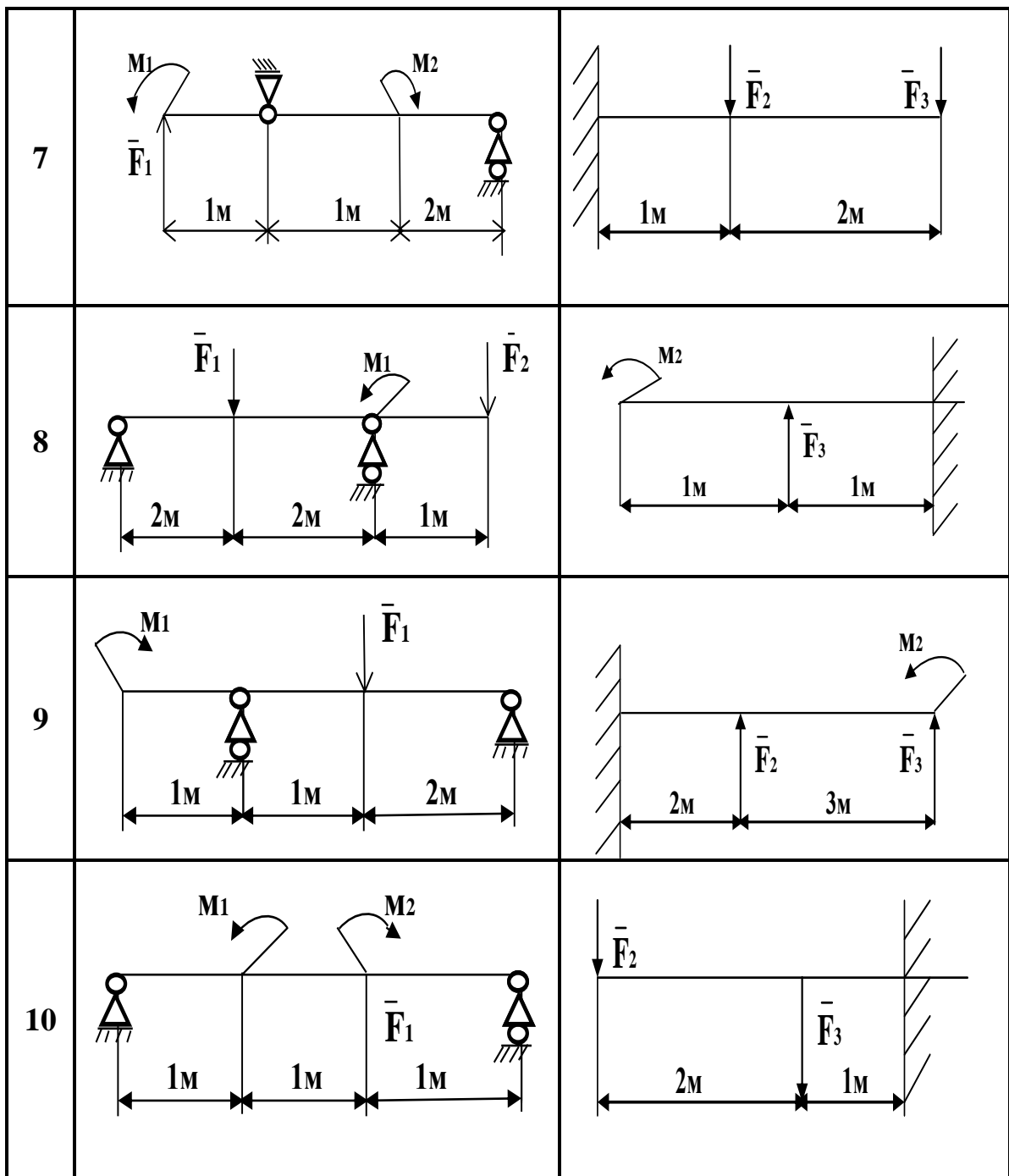


Рисунок 9.Схемы нагружения к задачам № 1.2

Таблица 2. Варианты заданий к задаче №3.

№варианта	схема	$F_1, \text{кН}$	$F_2, \text{кН}$	$m, \text{кНм}$	$a, \text{м}$
1	а	10	11	2	1
2	б	12	1		2
3	в	14	3	5	3
4	г	16	15	6	1
5	д	18	17	7	2
6	е	20	19	8	3
7	а	22	3	9	1
8	б	24	5	23	2
9	в	26	7	42	3

10	г	28	9	54	1
11	д	30	2	3	2
12	е	2	5	4	3
13	а	4	27	6	1
14	б	6	23	8	2
15	в	8	29	10	3
16	г	10	30	11	1
17	д	12	32	21	2
18	е	14	34	34	3
19	а	15	35	23	1
20	б	16	36	24	2
21	в	17	38	15	3
22	г	18	12	17	1
23	д	19	14	4	2
24	е	20	16	5	3
25	а	2	18	8	1
26	б	4	25	9	2
27	в	5	28	7	3

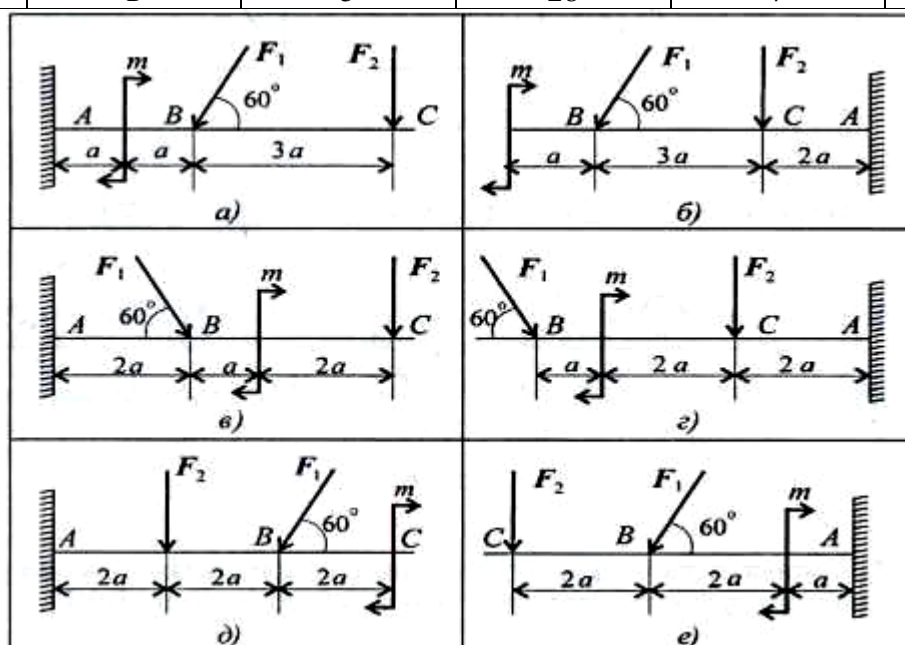
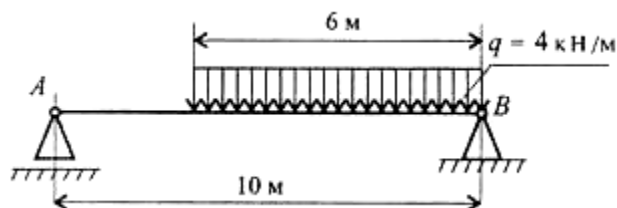


Рисунок 10.Схемы нагружения к задаче 3.

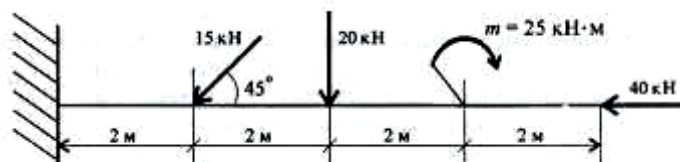
Контрольные вопросы и задания.

1. Запишите уравнения равновесия для плоской произвольной системы сил.
2. Запишите формулу для определения момента силы относительно точки.
3. При каком условии момент силы относительно точки будет равен нулю?
4. Сформулируйте условное правило знаков момента силы относительно точки.

5. Замените равномерно распределенную нагрузку сосредоточенной силой и определите расстояние от точки ее приложения до точки А.



6. Определите реактивный момент в заделке.



Ход выполнения работы.

1. Изобразить балку с заданными нагрузками.
2. Выбрать оси координат x и y , совместив ось x с балкой, а ось y перпендикулярно оси x .
3. Действующую нагрузку F , приложенной под углом к оси балки, заменить двумя взаимно перпендикулярными составляющими F_x и F_y .
4. Равномерно распределенную нагрузку заменить ее равнодействующей F_q .
5. Освободить балку от опор и заменить их реакциями связей.
6. Составить уравнения равновесия статики для произвольной системы сил так, чтобы в каждом из уравнений была одна неизвестная реакция связи.
7. Проверить правильность определения реакций опор уравнениями равновесия, которые не использовались для решения задачи.
8. Ответить на контрольные вопросы.
9. Сформулировать вывод по работе.

Отчет по работе.

Практическая работа №3
Определение реакций опор.

Цель:

1. Задача №1

1.1. Схема нагружения

- 1.2. Расчетная схема
- 1.3. Уравнения равновесия
- 1.4 Проверка правильности решения
- 1.5. Ответ
2. Задача №2
 - 2.1.Схема нагружения
 - 2.2. Расчетная схема
 - 2.3. Уравнения равновесия
 - 2.4 Проверка правильности решения
 - 2.5. Ответ
3. Задача №3
 - 3.1.Схема нагружения
 - 3.2. Расчетная схема
 - 3.3. Уравнения равновесия
 - 3.4 Проверка правильности решения
 - 3.5. Ответ
4. Ответы на контрольные вопросы.
5. Вывод по работе

Практическая работа №4

Определение реакций опор редукторного вала.

Цель: овладение методикой составления и решения системы уравнений равновесия для пространственной произвольной системы сил.

Умения (элементы): -производить расчеты простейших сборочных единиц;
- определять напряжения в конструктивных элементах.

Знания: - основы технической механики;
- методика расчета элементов конструкций на прочность при изгибе

Теоретический материал.

Пространственная произвольная система сил – это система сил, линии действия которых расположены в разных плоскостях и не пересекаются в одной точке. Вращательная способность силы относительно оси оценивается ее момен-

том. Момент силы относительно точки определяется моментом проекции силы на плоскость, перпендикулярную оси, относительно точки пересечения оси и плоскости (рис 1а).

$$M_{\text{оси}} = \text{пр}F \cdot a,$$

где $\text{пр}F$ – проекция силы на плоскость, перпендикулярной оси,

a – длина перпендикуляра, опущенного из точки пересечения оси и плоскости на проекцию силы на плоскость.

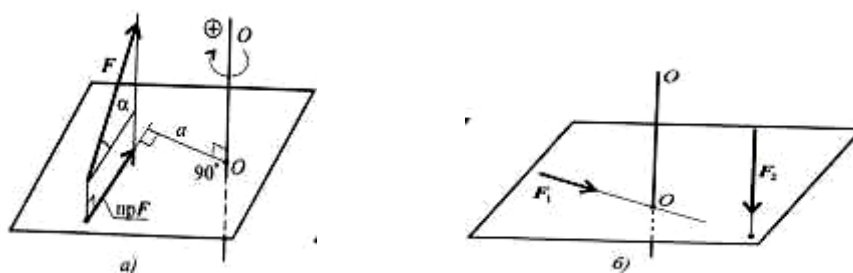


Рисунок 1. Момент силы относительно оси.

Момент силы относительно оси считается положительным, если сила стремится повернуть абсолютно твердое тело по часовой стрелке при взгляде с положительного конца оси.

Если линия силы *параллельна оси или пересекает ось*, то момент силы относительно оси *равен нулю* (рис.1б).

Пространственная произвольная система сил при приведении к центру заменяется главным вектором $F_{\text{гл}}$, равным векторной сумме приведенных сил и главным моментом $M_{\text{гл}}$, равным алгебраической сумме моментов приводимых сил относительно центра приведения.

Пространственная произвольная система сил находится в равновесии при условии: $F_{\text{гл}} = 0$; $M_{\text{гл}} = 0$.

В случае равновесия выполняются 6 уравнений равновесия:

$$\Sigma M_{ix} = 0; \quad \Sigma M_{iy} = 0; \quad \Sigma M_{iz} = 0; \quad \Sigma F_{ix} = 0; \quad \Sigma F_{iy} = 0; \quad \Sigma F_{iz} = 0.$$

Пример расчета

Задание: На вал жестко насажены шкив и колесо, нагруженные как показано на схеме (рис.2). Определить силы F_2 , $F_{r2} = 0,4F_2$, а также реакции подшипников.

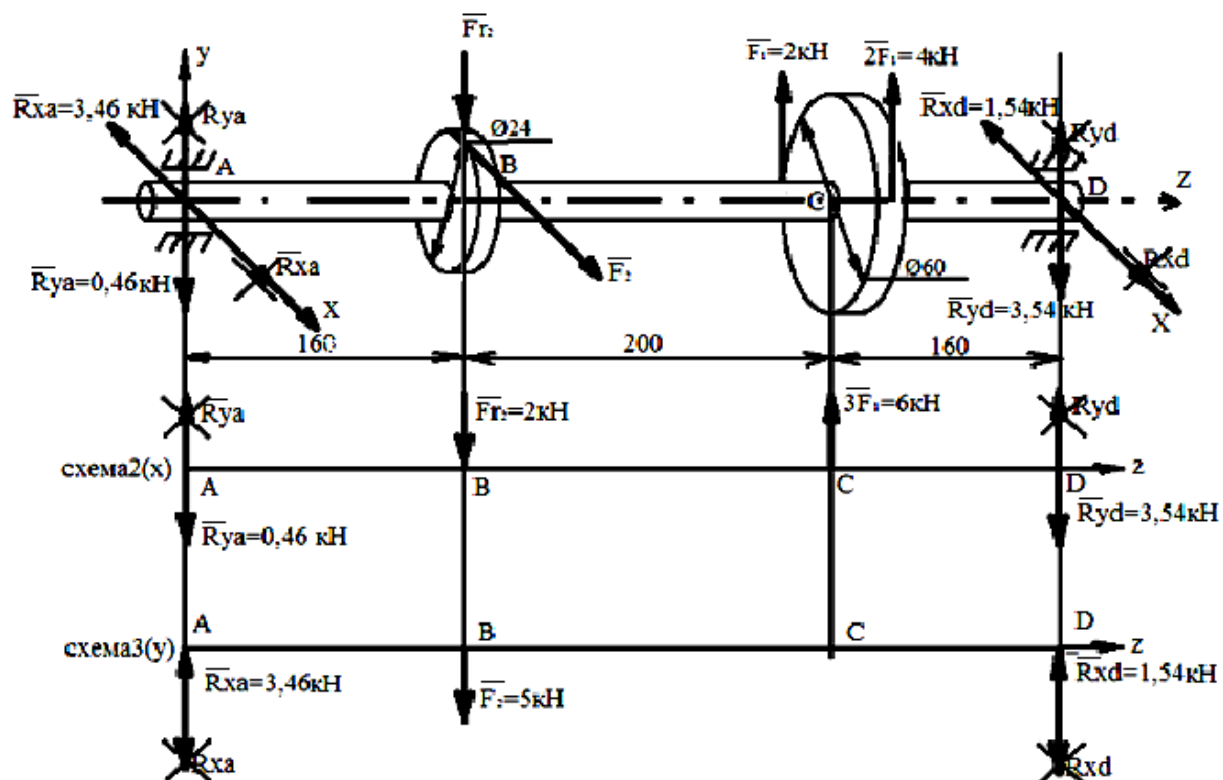


Рисунок 2. Расчетная схема редукторного вала.

1.Спроецируем схему нагружения в плоскость, перпендикулярную оси Z (рис.3) и составим уравнение равновесия:

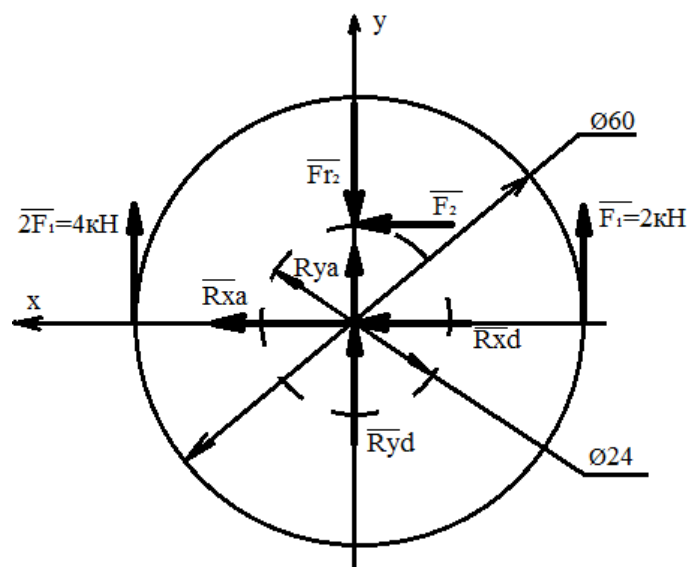


Рисунок 3..Проекция схемы нагружения в плоскость \perp оси Z

$$\Sigma M_{iz} = \Sigma M_A = 0; \text{ (рис.3)}$$

$$-F_2 \cdot \frac{24}{2} - 2 \cdot \frac{60}{2} + 2 \cdot 2 \cdot \frac{60}{2} = 0;$$

$$-F_2 \cdot 12 = 60 - 120;$$

$$F_2 = \frac{-60}{-12} = 5(\text{кН}); \quad F_{r2} = 0,4F_2 = 0,4 \cdot 5 = 2(\text{кН})$$

2. Спроецируем схему нагружения в плоскость, перпендикулярную оси Х (рис.2, схема 2) и составим уравнения равновесия: $\Sigma M_x = 0$; $\Sigma M_x^I = 0$

$$\Sigma M_x = \Sigma M_A = 0; \quad 2 \cdot 160 - 6 \cdot 360 - R_{yD} \cdot 520 = 0;$$

$$- R_{yD} \cdot 520 = -320 + 2160;$$

$$R_{yD} = -3,54 (\text{кН})$$

$$\Sigma M_D = 0; \quad R_{yA} \cdot 520 - 2 \cdot 360 = 6 \cdot 160 = 0;$$

$$R_{yA} \cdot 520 = 720 - 960;$$

$$R_{yA} = -0,46 (\text{кН})$$

3. Проверка правильности решения (рис.2, схема2): Доказать, что

$$\Sigma F_{iy} = 0; \quad -0,46 - 2 + 6 - 3,54 = 0.$$

Реакции R_{yD} , R_{yA} определены верно.

4. Спроецируем схему нагружения в плоскость, перпендикулярную оси У (рис.2, схема 3) и составим уравнения равновесия: $\Sigma M_y = 0$; $\Sigma M_y^I = 0$:

$$\Sigma M_y = \Sigma M_A = 0; \quad 5 \cdot 160 + R_{xD} \cdot 520 = 0;$$

$$R_{xD} = -1,54 (\text{кН}) ;$$

$$\Sigma M_D = 0; \quad - R_{xA} \cdot 520 - 5 \cdot 360 = 0;$$

$$R_{xA} = -3,46 (\text{кН})$$

5. Проверка правильности решения (рис.2, схема3):

$$\text{Доказать, что } \Sigma F_{ix} = 0; \quad -3,46 + 5 - 1,54 = 0.$$

Реакции R_{xD} , R_{xA} определены верно.

Задание к практической работе: На вал жестко насажены шкив и колесо, нагруженные как показано на схеме (рис.4). Определить силы F_2 , $F_{r2} = 0,4F_2$, а также реакции подшипников. Исходные данные принять в соответствии с вариантом.

Таблица. Исходные данные к практической работе №4

№ варианта	№ схемы	F ₁ , кН	№ варианта	№ схемы	F ₁ , кН	№ варианта	№ схемы	F ₁ , кН
1	1	2	11	1	3	21	1	1
2	2	4	12	2	5	2	2	4
3	3	6	13	3	7	23	3	3
4	4	8	14	4	9	24	4	6
5	5	10	15	5	4	25	5	4
6	6	1	16	6	1	26	6	8
7	7	3	17	7	6	27	7	2
8	8	5	18	8	4	28	8	1
9	9	7	19	9	3	29	9	5
10	10	9	20	10	2	30	10	4

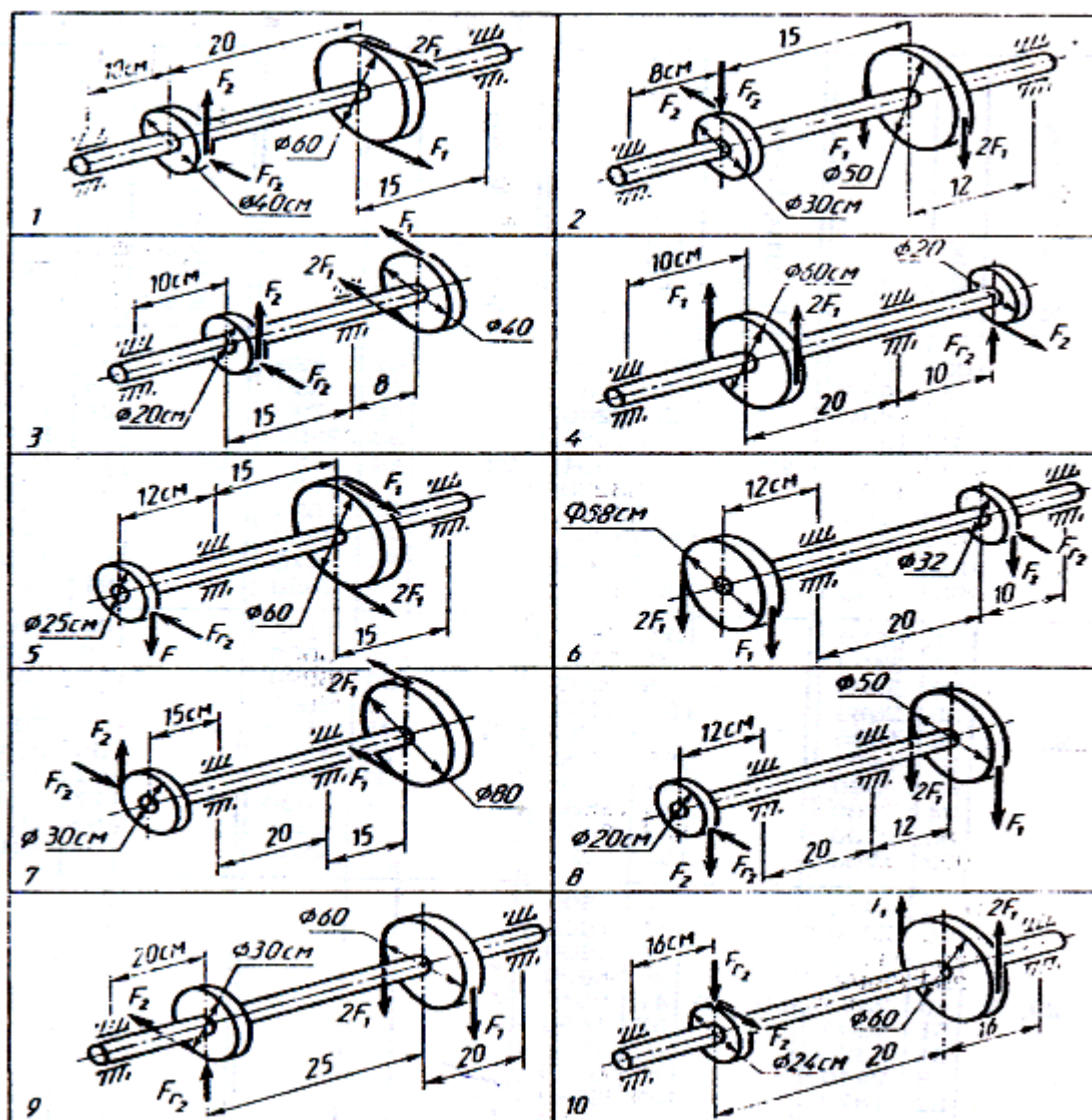


Рисунок 4 . Схемы нагружения к практической работе №4.

Контрольные вопросы.

1. Как определить главный вектор пространственной произвольной системы сил.
2. Как определить главный момент пространственной произвольной системы сил.
3. Укажите возможные виды движения, если:
 - а) $M_{г\lambda} = 0$; $F_{г\lambda} \neq 0$;
 - б) $M_{г\lambda} \neq 0$; $F_{г\lambda} = 0$;
 - в) $M_{г\lambda} \neq 0$; $F_{г\lambda} \neq 0$.
4. Запишите условия равновесия для пространственной произвольной системы сил.

Ход выполнения работы.

1. Выполнить схему нагружения.
2. Выбрать положение прямоугольных систем координат: XZY , $X^I Z Y^I$.
3. Связи заменить их реакциями.
4. Спроектировать схему в плоскость перпендикулярную оси Z .
5. Составить уравнение равновесия: $\sum M_{iz} = 0$ и определить силы F_2 , F_{r2} .
6. Спроектировать схему в плоскость перпендикулярную оси X .
7. Составить уравнение равновесия для системы сил в вертикальной плоскости и определить реакции связей.
8. Выполнить проверку правильности определения реакций в вертикальной плоскости, доказав, что $\sum F_{iy} = 0$.
9. Спроектировать схему в плоскость перпендикулярную оси Y .
10. Составить уравнение равновесия для системы сил в горизонтальной плоскости и определить реакции связей.
11. Выполнить проверку правильности определения реакций в горизонтальной плоскости, доказав, что $\sum F_{ix} = 0$.
12. Ответить на контрольные вопросы.
13. Сформулировать вывод по работе.

Отчет по работе.

Практическая работа №4

Определение реакций опор редукторного вала.

Цель:

- 1.Схема нагружения с указанием реакций связей и систем координат XZY .
- 2.Разложение схемы нагружения по плоскостям.
- 3.Определение реакций связей в вертикальной плоскости.
- 4.Проверка правильности определения реакций связей в вертикальной плоскости.
5. Определение реакций связей в горизонтальной плоскости.
- 6.Проверка правильности определения реакций связей в горизонтальной плоскости.
- 7.Ответы на контрольные вопросы.
8. Вывод по работе.

Практическая работа №5

Определение центра тяжести составного сечения.

Цель: Освоение методики аналитического определения положения центра тяжести составных плоских фигур.

Умения (элементы): - *определять напряжения в конструктивных элементах*

Знания(элементы):- *основы технической механики.*

Теоретический материал.

Центр тяжести - это нематериальная точка тела, к которой приложены силы тяжести тела. Он может лежать в точке, где нет материальных частиц, принадлежащих данному телу.

При определении положения центра тяжести аналитическим методом исходят из того, что любую составную плоскую фигуру можно разбить на простейшие геометрические фигуры положение центра тяжести которых можно определить следующим образом:

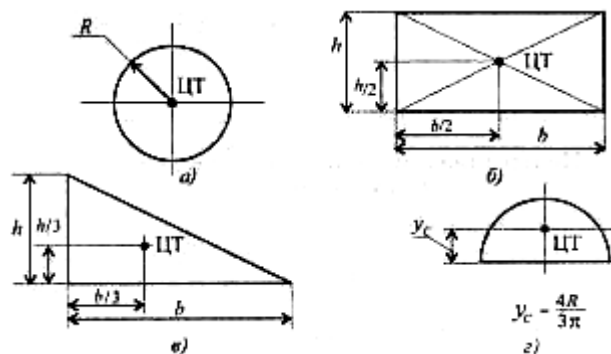


Рисунок 1. Положение центра тяжести геометрических фигур.

При решении задач используются следующие положения:

- центр тяжести симметричных фигур находится на оси симметрии;
- сложные сечения разделяются на простейшие геометрические фигуры, положение центра тяжести которых известны;
- пустотные фигуры рассматриваются как часть сечения с отрицательной площадью.

Задание к практической работе: Определить координаты центра тяжести плоской фигуры (рис.2). Исходные данные принять в соответствии с вариантом.

Таблица. Исходные данные к практической работе №5

вариант	схема	параметры				
		B,мм	b,мм	H,мм	h,мм	R, мм
1	а	70	40	80	-	20
2	б	80	50	90	-	25
3	в	90	60	100	-	30
4	г	100	70	110	-	35
5	д	110	90	120	50	40
6	е	120	90	130	100	45
7	а	130	100	140	-	50
8	б	140	110	150	-	60
9	в	150	100	160	-	50
10	г	160	110	170	-	40
11	д	170	110	180	120	35
12	е	180	120	190	130	30
13	а	190	100	200	-	25
14	б	200	140	190	-	20
15	в	210	150	180	-	25
16	г	220	160	170	-	30
17	д	230	170	160	110	35
18	е	240	180	150	90	40
19	а	250	190	140	-	35
20	б	260	200	130	-	30
21	в	100	70	120	-	25

22	г	120	90	110	-	20
23	д	130	70	100	60	30
24	е	140	80	90	60	35
25	а	230	170	80	-	40
26	б	250	190	70	-	50

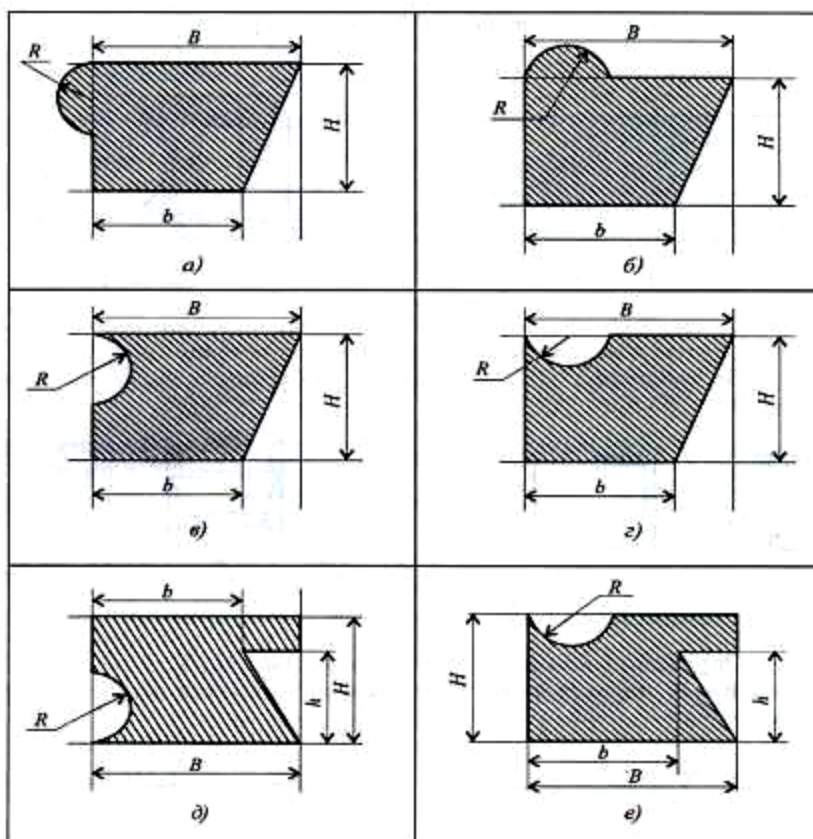


Рисунок 2. Эскизы плоских фигур.

Контрольные вопросы

1. Сформулировать понятие «центр тяжести плоской фигуры».
2. Указать положение центра тяжести простейших геометрических фигур:
 - прямоугольника;
 - круга;
 - полукруга;
 - прямоугольного треугольника.
3. Как изменятся координаты центра тяжести плоской фигуры x_c , y_c если увеличить высоту фигуры при заданном положении системы координат?

Ход выполнения работы.

- 1.Вычертить эскиз фигуры в соответствии с заданием.
- 2.Разбить фигуру на простейшие геометрические; показать положение центра тяжести каждой фигуры.
- 3.Определить площади простейших фигур.
- 4.Определить координаты центров тяжести полученных фигур относительно выбранной системы координат XOY .
- 5.Определить координату x_c центра тяжести всей фигуры:
$$x_c = \sum A_i x_i / \sum A_i$$
6. Определить координату y_c центра тяжести всей фигуры:
$$y_c = \sum A_i y_i / \sum A_i$$
- 7.Указать положение центра тяжести всей фигуры на эскизе.
- 4.Ответить на контрольные вопросы.
- 5.Сформулировать вывод по работе.

Отчёт по работе

Практическая работа №5.

Определение центра тяжести составного сечения

Цель:

- 1.Эскиз фигуры
2. Разбивка составной фигуры на простейшие:
3. Определение площадей простейших фигур:
4. Определение координат центра тяжести простейших фигур относительно выбранной системы координат:
5. Определение координаты X_c центра тяжести всей фигуры
6. Определение координаты Y_c центра тяжести всей фигуры
- 7.Ответы на контрольные вопросы.
- 8.Вывод.

Практическая работа №6.

Определение параметров движения точки.

Цель: формирование умений определения кинематических параметров точек вращающегося и поступательно движущегося твердого тела.

Умения: (элементы) производить расчеты механических передач;

Знания: (элементы)-основы технической механики; кинематические характеристики механизмов.

Теоретический материал.

К простейшим движениям твердого тела относятся поступательное и вращательное движение вокруг неподвижной оси. При поступательном движении твердого тела все его точки имеют равные кинематические параметры. Поступательное движение может описываться законом $S = f(t)$. Мгновенная скорость поступательного движения $V = S'(t)$; ускорение $a = V'(t)$.

При вращательном движении вокруг неподвижной оси все точки твердого тела движутся по окружностям с радиусом, равным расстоянию от точки до оси вращения, в плоскостях, перпендикулярных оси вращения. Вращательное движение описывается законом $\varphi = f(t)$ и характеризуется следующими параметрами:

- φ - *угловое перемещение* - угол, на который поворачивается твердое тело вокруг неподвижной оси; φ , радиан, градус, оборот;

- ω - *угловая скорость* характеризует быстроту и направления вращательного движения твердого тела; ω , с^{-1} ; в случае задания движения функцией $\varphi = f(t)$, угловая скорость определяется первой производной от угла поворота по времени, т.е. $\omega = \varphi'(t)$;

- n – *частота вращения* - скоростная характеристика; n , мин^{-1} ,

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

- ε - *угловое ускорение* характеризует быстроту изменения угловой скорости в единицу времени; ε , с^{-2} ; в случае задания движения функцией

$\varphi = f(t)$, то угловое ускорение определяется как вторая производная от углового перемещения по времени или как первая производная от угловой скорости по времени, т.е.: $\varepsilon = \varphi''(t)$ или $\varepsilon = \omega'(t)$; угловое ускорение имеет направление угловой скорости в случае ускоренного движения и противоположно угловой скорости в случае замедленного вращения.

Все точки вращающегося твердого тела характеризуются следующими кинематическими параметрами:

- *линейной скоростью* V , направленной по касательной к окружности:

$$V = \omega \cdot R, \text{ м/с}$$

- *касательным ускорением* a_τ , характеризующим изменение величины вектора скорости в единицу времени и направленным по касательной к траектории:

$$a_\tau = \varepsilon \cdot R, \text{ м/с}^2$$

- *нормальным ускорением* a_n , характеризующим изменение направления вектора скорости в единицу времени и направленным по радиусу к центру кривизны траектории:

$$a_n = \frac{V^2}{R}, \text{ м/с}^2;$$

- *полным ускорением* a , определяемым векторной суммой касательного и нормального ускорений:

$$a = \sqrt{a_\tau^2 + a_n^2} = R \cdot \sqrt{(\varepsilon^2 + \omega^4)}$$

Задание к практической работе:

Задание №1. При запуске двигателя его шкив, диаметром d , в течение первых нескольких секунд вращается согласно уравнению $\varphi = f(t)$. Определить скорости и ускорения точек, расположенных на ободе шкива, в момент времени t . Изобразить на схеме кинематические параметры вращательного движения шкива и точек, расположенных на его ободе. Исходные данные принять в соответствии с вариантом по таблице 1.

Таблица 1. Исходные данные к заданию №1.

№ варианта	d, мм	$\varphi = f(t)$	t, с	№ варианта	d, мм	$\varphi = f(t)$	t, с
1	200	$0.2t^3$	3	13	120	$0.4t^3$	5
2	140	$0.6t^3$	4	14	130	$0.8t^3$	6
3	150	$0.9t^3$	5	15	140	$0.5t^3$	4
4	160	$0.2t^3+3$	6	16	150	$0.2t^3+8$	3
5	170	$0.4t^3$	7	17	160	$1.2t^3$	7
6	180	$0.2t^3+4t$	8	18	170	$0.3t^3+2t$	8
7	190	$2.2t^3$	9	19	180	$3.2t^3$	9
8	200	$0.5t^3+3t$	2	20	190	$4.2t^3-6$	10
9	230	$0.2t^3-2$	10	21	200	$0.2t^3+2t$	4
10	220	$4.2t^3$	5	22	150	$0.6t^3-5$	6
11	210	$2t^3+4$	7	23	160	$2t^3$	3
12	160	$0.7t^3$	6	24	140	$5.2t^3$	7

Задание 2. Движение груза A задано уравнением

$$S = at^2 + bt + c, \text{ где } [S] = \text{м}, [t] = \text{с}.$$

Определить скорость и ускорение груза в моменты времени t , а также скорость и ускорение точки B на ободе барабана лебедки (рис.1). Исходные данные принимать в соответствии с вариантом по таблице 2.

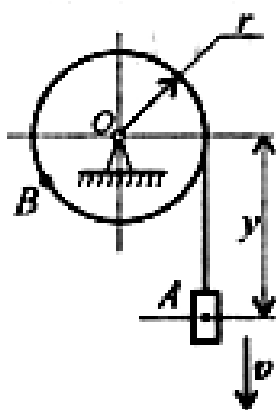


Рисунок 1. Схема к заданию 2.

Таблица 2. Исходные данные к заданию2.

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$a, \text{ м/с}^2$	2	0	3	0	3	3	2	0	4	2	1	0	2
$v, \text{ м/с}$	0	3	4	2	0	4	0	3	4	2	1	2	3
$c, \text{ м}$	3	4	5	6	7	8	9	4	5	2	3	1	0
$r, \text{ м}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,7	0,8	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
$t_{1.c}$	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1
$t_{2.c}$	3	4	3	4	3	4	3	4	3	4	3	4	3

Таблица 2 (продолжение). Исходные данные к заданию 2.

№ вар.	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
$a, \text{ м/с}^2$	3	4	0	2	1	4	5	6	0	5	4	0	3
$v, \text{ м/с}$	0	2	4	5	0	1	2	3	5	2	3	1	5
$c, \text{ м}$	2	3	4	5	6	7	8	9	0	9	8	7	6
$r, \text{ м}$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,3
$t_{1.c}$	2	3	2	3	2	3	2	32	3	2	3	2	3
$t_{2.c}$	4	5	4	5	4	5	4	5	4	5	4	5	4

Контрольные вопросы.

1. Назовите кинематический параметр, характеризующий быстроту и направление поступательного движения?
2. Какой параметр характеризует изменение величины вектора скорости точки в единицу времени?
3. Назовите кинематический параметр, характеризующий быстроту изменения угловой скорости в единицу времени.
4. При каком движении угловое ускорение противоположно угловой скорости?
5. Какими кинематическими параметрами характеризуется поступательное движение?

Ход выполнения работы.

1. Задание 1.

1.1. Определить угловую скорость.

1.2. Определить угловое ускорение.

1.3. Определить линейную скорость точек, расположенных на ободе шкива.

1.4. Определить величину касательного ускорения.

1.5. Определить величину нормального ускорения.

1.6. Определить величину полного ускорения.

1.7. Вычертить схему изображения кинематических параметров движения твердого тела и его точек.

2. Задание 2.

2.1. Определить скорость движения груза для моментов времени t_1 и t_2 .

2.2. Определить ускорение движения груза для моментов времени t_1 и t_2

3. Ответить на контрольные вопросы.

4. Сформулировать вывод по работе.

Отчет по работе.

Практическая работа № 6

Определение параметров движения точки.

Цель:

1. Задание 1:

1.2. Исходные данные.

1.3. Определение угловой скорости.

1.4. Определение углового ускорения.

1.5. Определение касательного ускорения.

1.6. Определение нормального ускорения

1.7. Определение полного ускорения.

1.8. Схема кинематических параметров.

2. задание 2.

2.1. Исходные данные.

2.2. Определение скорости движения груза для моментов времени t_1 и t_2 .

2.3. Определение ускорения движения груза для моментов времени t_1 и t_2

3. Ответы на контрольные вопросы.

4. Вывод по работе.

Практическая работа №7.

Построение эпюр продольных сил и нормальных напряжений.

Определение абсолютного удлинения бруса.

Цель : освоение методики построения эпюр продольных сил и нормальных напряжений и определения абсолютного удлинения бруса.

Умения (элементы): определять напряжения в конструктивных элементах

Знания: (элементы) методика расчета элементов конструкций на прочность и жесткость (продольная сила, формулы для определения продольных сил, нормальных напряжений и абсолютных удлинений, правила построения эпюр)

Теоретический материал.

Внешние силы, вызывающие растяжение (сжатие), приложены вдоль продольной оси Z . При работе бруса на растяжение (сжатие) в его поперечном сечении возникает продольная сила N . *Продольная сила в любом поперечном сечении численно равна алгебраической сумме проекций на его продольную ось всех приложенных к оставшейся части внешних сил.*
$$N = \sum F_{i \text{ z ост.ч.}}$$

Правило знаков для N : при растяжении продольная сила положительная, при сжатии – отрицательная.

Эпюра продольных сил – график распределения продольных сил вдоль длины бруса.

Правила построения эпюры продольных сил ЭN:

- 1.Проводится базовая (нулевая) линия эпюры параллельно продольной оси бруса.
- 2.Базовая линия эпюры разбивается на участки. Границами участков являются точки приложения внешних нагрузок. Участки нумеруются *от свободного конца*.
- 3.Определяется величина продольной силы на каждом участке с использованием метода сечений.

4. Перпендикулярно базовой линии откладываются полученные значения продольных сил в произвольном масштабе. Через концы ординат проводятся прямые линии, проставляются знаки и выполняется штриховка перпендикулярно базовой линии.

Интенсивность распределения продольной силы по поперечному сечению характеризуют *нормальные напряжения*: $\sigma = \frac{N}{A}$ (A – площадь поперечного сечения).

Эпюра нормальных напряжений – график распределения нормальных напряжений по длине бруса.

Правила построения эпюры нормальных напряжений Эσ:

1. Проводится базовая (нулевая) линия эпюры параллельно продольной оси бруса.

2. Границы участков эпюры определяются точками приложения внешних сил и точками изменения поперечного сечения.

3. Определяются значения напряжений на каждом из полученных участков. Знак Эσ соответствует знаку Э N.

4. Перпендикулярно базовой линии откладываются полученные значения продольных сил в произвольном масштабе. Через концы ординат проводятся прямые линии, проставляются знаки и выполняется штриховка перпендикулярно базовой линии.

Изменение длины бруса на отдельных участках определяется по формуле:

$$\Delta \ell_1 = \frac{\sigma_1 \cdot \ell_1}{E},$$

где E – модуль продольной упругости, характеризующий жесткость материала при растяжении.

Удлинение всего бруса определяется алгебраической суммой удлинений отдельных участков: $\Delta \ell = \sum \Delta \ell_i$

Пример: Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений,

Определить удлинение свободного конца, если $E = 2 \cdot 10^5$ н/мм².

1.Определение величины продольных сил на каждом участке:

$$N_1 = 0; \quad N_2 = 30 \text{ кН};$$

$$N_3 = 30 - 38 = -8 \text{ (кН)};$$

$$N_4 = 30 - 38 - 42 = -50 \text{ (кН)}$$

2.Построение ЭН по найденным значениям продольных сил.

3.Определение величины напряжений на каждом участке и построение Эσ.

$$\sigma_1 = \frac{0}{2 \cdot 10^2} = 0;$$

$$\sigma_2 = \frac{30 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^2} = 150 \text{ н / мм}^2$$

$$\sigma_3 = \frac{30 \cdot 10^3}{3 \cdot 10^2} = 100 \text{ н / мм}^2$$

$$\sigma_4 = \frac{-8 \cdot 10^3}{3 \cdot 10^2} = -26,7 \text{ н / мм}^2$$

$$\sigma_5 = \frac{-50 \cdot 10^3}{3 \cdot 10^2} = -167 \text{ н / мм}^2$$

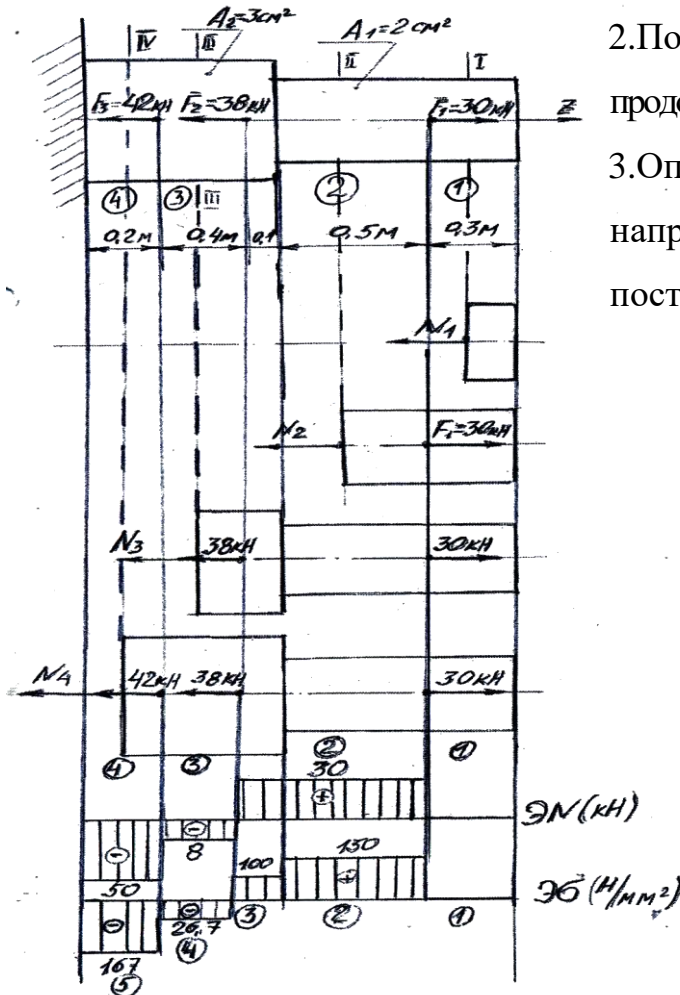


Рисунок 1. Схема к примеру.

5.Определение абсолютных удлинений отдельных участков

$$\Delta l_1 = \frac{0 \cdot 0,3 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5} = 0; \quad \Delta l_2 = \frac{150 \cdot 0,5 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5} = 0,375 \text{ мм}; \quad \Delta l_3 = \frac{100 \cdot 0,1 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5} = 0,05 \text{ мм}$$

$$\Delta l_4 = \frac{-26,7 \cdot 0,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5} = -0,053 \text{ мм}; \quad \Delta l_5 = \frac{-167 \cdot 0,2 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5} = -0,165 \text{ мм}$$

6.Удлинение бруса: $\Delta l = 0,375 + 0,05 - 0,053 - 0,167 = 0,16 \text{ (мм)}$

Задание к практической работе: Для заданной схемы нагружения (рис.1) построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений, определить абсолютное удлинение бруса. Исходные данные принять по таблице в соответствии с вариантом.

Таблица. Исходные данные к практической работе №7.

№ вар	Схе-ма	F_1 , кН	F_2 , кН	F_3 , кН	A_1 , см ²	A_2 , см ²	a , м	№ вар	Схе-ма	F_1 , кН	F_2 , кН	F_3 , кН	A_1 , см ²	A_2 , см ²	a , м
1	а	10	24	2	1	2	0,6	14	б	8	13	15		2	0,6
2	б	14	13	3	1,4	1,9	0,8	15	в	7	4	16	1,4	1,9	0,8
3	в	39	23	4	1,9	2,5	1	16	г	6	8	26	1,9	2,5	1
4	г	23	15	5	2,5	2,8	0,5	17	д	23	45	13	2,5	2,8	0,5
5	д	15	24	6	1	2	0,6	18	е	14	32	27	1	2	0,6
6	е	32	4	7	1,4	1,9	0,8	19	а	24	24	28	1,4	1,9	0,8
7	а	8	16	8	2,5	2,8	0,8	20	б	31	14	24	2,5	2,8	0,5
8	б	5	25	9	1,9	2,5	1	21	в	34	16	23	1,9	2,5	1
9	в	9	30	10	1	2	0,6	22	г	5	24	15	1	2	0,6
10	г	12	14	11	1,4	1,9	0,8	23	д	16	18	40	1,4	1,9	0,8
11	д	45	15	12	1,6	2,2	1	24	е	17	21	24	1,6	2,2	1
12	е	24	6	13	2,5	2,8	0,8	25	а	24	26	34	2,5	2,8	0,8
13	а	23	8	14	1	2	0,6	26	б	20	34	32	1	2	0,6

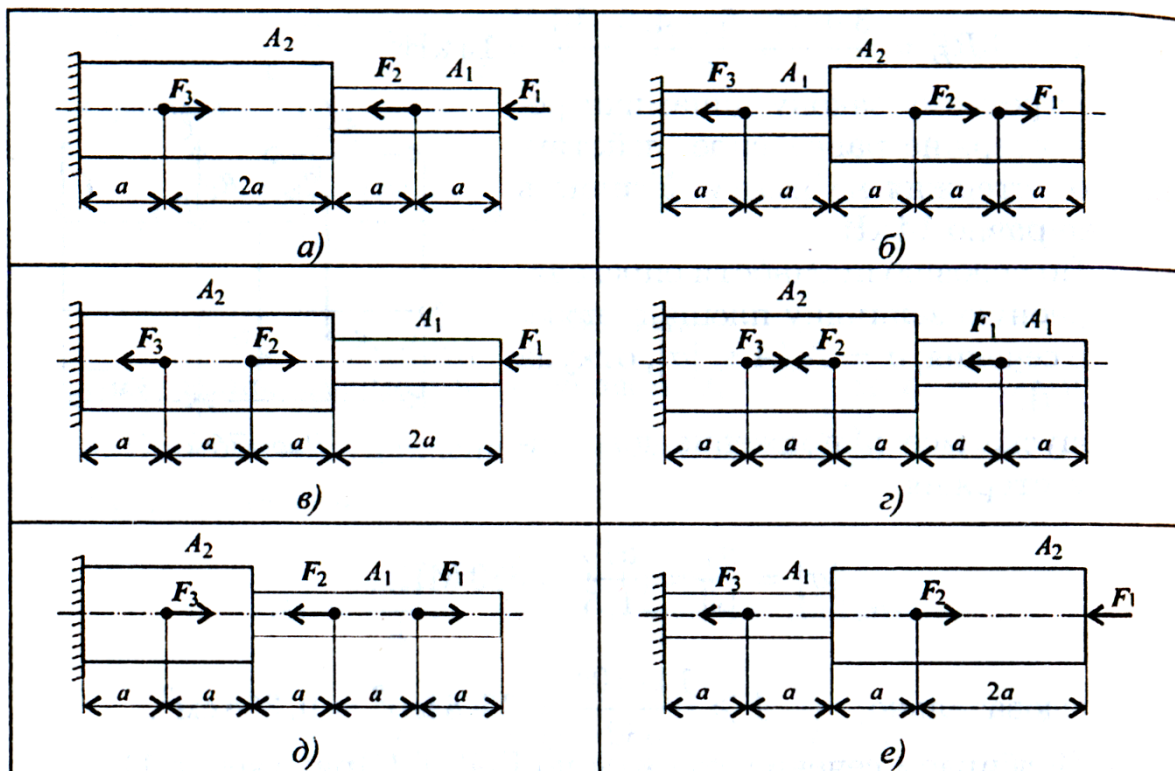


Рисунок 1. Схемы нагружения бруса

Контрольные вопросы.

1. Назовите внутренние силовые факторы (В.С.Ф.), возникающие в поперечном сечении бруса при растяжении.
2. Как определяется величина продольной силы в поперечном сечении?
3. Как определяется величина нормальных напряжений в любом поперечном сечении?
4. Какой линией изображаются эпюры продольных сил и нормальных напряжений?
5. В каких сечениях эпюра нормальных напряжений скачкообразно изменяет свое значение?
6. Как проверить правильность построения эпюры продольных сил?
7. Как определить величину абсолютного удлинения отдельного участка?

Ход выполнения работы.

1. Построить эпюру продольных сил:
 - 1.1. разбить базовую линию эпюры на участки с последующей их нумерацией от свободного конца;
 - 1.2. определить величину продольной силы на каждом участке;
 - 1.3. отложить полученные значения ординат и соединить их прямыми линиями, параллельно базовой линии;
2. Построить эпюру нормальных напряжений:
 - 2.1. разбить базовую линию эпюры на участки с последующей их нумерацией от свободного конца;
 - 2.2. определить величину нормальных напряжений на каждом участке;
 - 2.3. отложить полученные значения ординат и соединить их прямыми линиями, параллельно базовой линии.
3. Определить значения абсолютного удлинения на каждом участке.
4. Определить величину абсолютного удлинения всего бруса.
5. Ответить на контрольные вопросы.
6. Сформулировать вывод по работе.

Отчет по работе

Практическая работа №7

Построение эпюр продольных сил и нормальных напряжений.

Определение абсолютного удлинения бруса.

Цель:

Задание: Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений, определить абсолютное удлинение бруса.

1.Схема нагружения:

2.Определение продольных сил на каждом участке и построение эпюры продольных сил.

3.Определение нормальных напряжений на каждом участке и построение эпюры нормальных напряжений.

4.Определение удлинений отдельных участков бруса.

5.Определение удлинения всего бруса.

6. Ответы на контрольные вопросы.

7.Вывод.

Практическая работа №8

Расчеты элементов конструкций на прочность и жесткость при растяжении, сжатии.

Цель: Освоение методики расчета элементов конструкции на прочность и жесткость при растяжении, сжатии.

Умения: *определять напряжения в конструктивных элементах*

Знания: *методика выполнения расчетов на прочность и жесткость при растяжении, сжатии .*

Теоретический материал

Сущность *проверочных* расчетов на прочность элементов конструкций заключается в определении величины максимальных напряжений и в сравнении их с величиной допускаемых напряжений в соответствии с условием прочности.

Условие прочности при растяжении: $\sigma_{\max} = \frac{N}{A} \leq [\sigma],$

где σ_{\max} – максимальные расчетные напряжения, мПа;

N - продольная сила, зависящая от внешних нагрузок, Н;

A – площадь поперечного сечения, мм²,

$[\sigma]$ – допускаемое нормальное напряжение, мПа $[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред.}}}{[S]},$

где $\sigma_{\text{пред}}$ –предельное напряжение;

для пластичных материалов $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_T$;

для хрупких материалов $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{\text{пч}}$;

$[S]$ - требуемый коэффициент запаса прочности

На основании условия прочности могут быть выполнены проектный и проверочный виды расчетов. Сущность *проектного* расчета заключается в определении размеров поперечного сечения:

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

Сущность проверочного расчета элементов конструкций на жесткость заключается в сравнении максимальных деформаций с допускаемыми деформациями. При растяжении, сжатии условие жесткости выглядит следующим образом: абсолютное удлинение бруса $\Delta \ell_{\max} \leq [\Delta \ell].$

Примеры выполнения.

Пример 1.

Проверить прочность и жесткость элемента конструкции (рис.1), если $\sigma_T = 180$ мПа, $[S] = 3$, $[\Delta \ell] = 0,14$ мм; $b=10$ мм, $h=20$ мм.

Решение:

1.1.Определение положения наиболее опасного участка

1.1.1. Построение эпюры продольных сил:

$$N = \sum F_{i \text{ ост. ч.}} \quad N_1 = 8 \text{ кН}; \quad N_2 = -4 \text{ кН}$$

1.1.2. Построение эпюры нормальных напряжений.

$$\sigma = \frac{N}{A}, \text{ мПа}$$

$$\sigma_1 = \frac{8 \cdot 10^3}{10 \cdot 20} = 40; \quad \sigma_2 = -\frac{4 \cdot 10^3}{10 \cdot 20} = -20$$

1.1.3. Наиболее опасный участок 1

1.2. Определение величины допускаемого напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{[S]} = \frac{180}{3} = 60 \text{ МПа}$$

1.3. Оценка прочности элемента конструкции: прочность обеспечена, т.к.

$$\sigma_{max} = 40 \text{ МПа} < [\sigma] = 60 \text{ МПа}$$

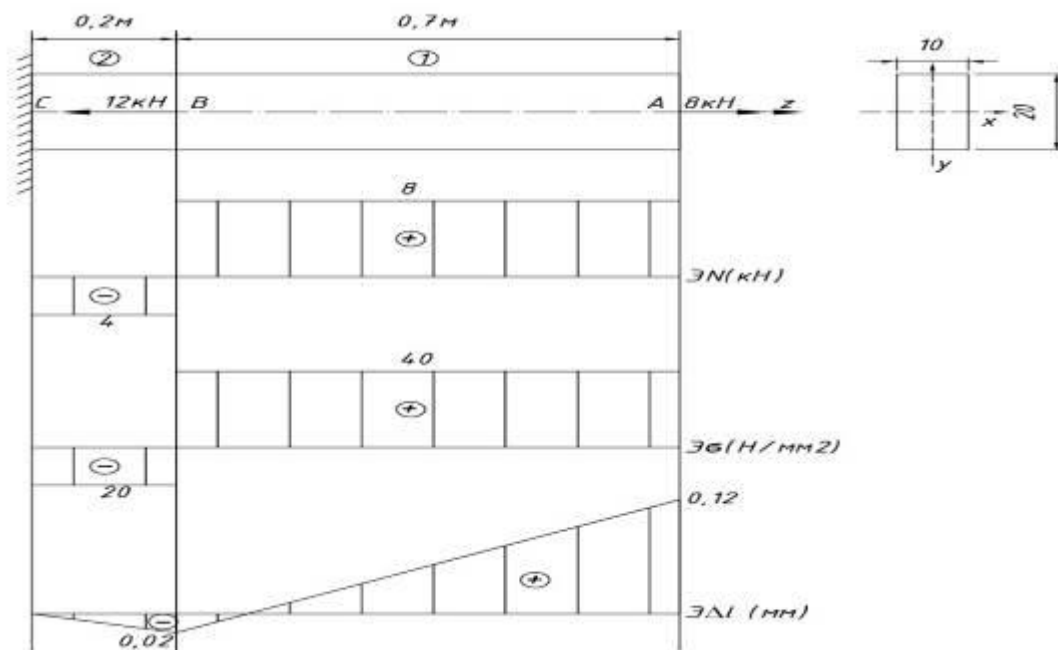


Рисунок 1. Расчетная схема к примеру 1.

1.4. Проверка жесткости

1.4.1. Определение абсолютного удлинения отдельных участков и построение эпюры абсолютных удлинений: Δl

$$\Delta l_C = 0; \quad \Delta l_B = \frac{\sigma_2 \cdot \ell_2}{E} = \frac{-20 \cdot 0,2 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5} = -0,02 \text{ мм};$$

$$\Delta l_A = \Delta l_B + \frac{40 \cdot 0,7 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5} = -0,02 + 0,14 = 0,12 \text{ мм}$$

1.4.2. максимальное абсолютное удлинение бруса $\Delta l_{max} = 0,12 \text{ мм}$

1.4.3. Оценка жесткости $\Delta l_{max} = 0,12 \text{ мм} < [\Delta l] = 0,14 \text{ мм}$, жесткость обеспечена.

1.5. Ответ: прочность и жесткость элемента конструкции обеспечены

Пример 2.

Для заданной системы двух стержней одинакового поперечного сечения, составленного из двух равнобоких уголков, нагруженного силой $F = 170$ кН (рис 2), подобрать по ГОСТ 8509-86 соответствующий номер уголка, определить процент недогрузки или перегрузки наиболее нагруженного стержня при принятых стандартных размерах сечения, приняв $[\sigma] = 140$ МПа.

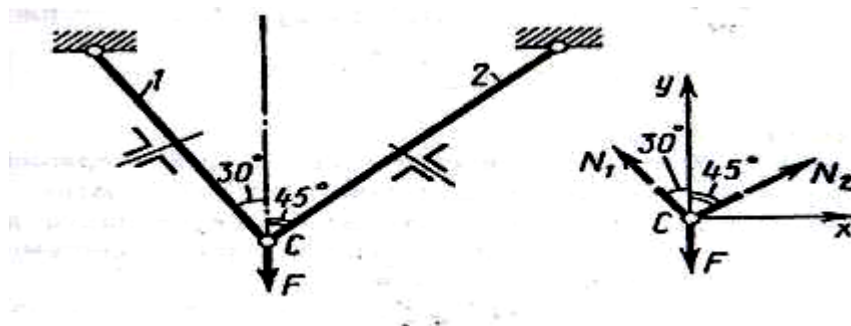


Рисунок 2. Расчетная схема к примеру 2.

Решение:

2.1. В шарнире С приложена уравновешенная система сходящихся сил, для которой составляем уравнения равновесия для определения реакций стержней N_1 , N_2 :

$$\sum Y = N_1 \cdot \cos 30^\circ + N_2 \cdot \cos 45^\circ - F = 0; \quad (1)$$

$$\sum X = -N_1 \cdot \cos 60^\circ + N_2 \cdot \cos 45^\circ = 0; \quad (2)$$

$$\text{Из (2) } N_1 = \frac{N_2 \cdot \cos 45^\circ}{\cos 60^\circ} = \frac{N_2 \cdot 0,707}{0,5} = 1,41 N_2 \quad (3)$$

Выражение (3) подставим в выражение (1):

$$1,41 N_2 \cdot \cos 30^\circ + N_2 \cdot \cos 45^\circ - F = 0 \quad (4)$$

Решая уравнения (3), (4) определим величину N_2 , N_1

$$N_2 = \frac{F}{1,41 \cdot \cos 30^\circ + \cos 45^\circ} = \frac{170}{1,41 \cdot 0,866 + 0,707} = 88,3 \text{ кН};$$

$$N_1 = 1,41 N_2 = 1,41 \cdot 88,3 = 124,5 \text{ кН}$$

Наиболее нагруженным является стержень 1

2.3.Выполняем проектный расчет:

$$A \geq \frac{N_1}{[\sigma]} = \frac{124,5 \cdot 10^3}{140} = 889 (\text{мм}^2) = 8,89 \text{ см}^2$$

Необходимая площадь поперечного сечения одного уголка

$$A_1 = \frac{A}{2} = \frac{8,89}{2} = 4,445 \text{ см}^2$$

По ГОСТ 8509-86 назначаем уголок № 6,3 площадью $A=4.96 \text{ см}^2$, таким образом требуемая площадь наиболее нагруженного стержня:

$$[A] = 2A_1 = 2 \cdot 4,96 = 9,92 \text{ см}^2$$

Рабочее напряжение в поперечном сечении наиболее нагруженного стержня:

$$\sigma = \frac{N_1}{[A]} = \frac{124,5 \cdot 10^3}{9,92 \cdot 10^2} = 125,5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = 125,5 \text{ МПа} < [\sigma] = 140 \text{ МПа}$$

Прочность наиболее нагруженного стержня обеспечена

$$\text{Недогрузка составляет: } \Delta = \frac{[\sigma] - \sigma}{[\sigma]} \cdot 100\% = \frac{140 - 125,5}{140} \cdot 100\% = 10,3\% < [12\%]$$

Ответ: равнополочный уголок № 6,3, недогрузка составляет 10,3%

Задание к практической работе №8:

Задание №1. Для заданной схемы нагружения проверить прочность и жесткость элемента конструкции (таблица 1, рис.3) .В случае невыполнения условия прочности и жесткости предложить возможные варианты обеспечения прочности и жесткости.

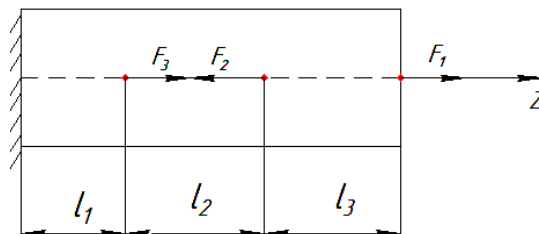


Рисунок 3.Схема нагружения к заданию №1:

Задание №2.

Для заданной системы двух стержней (рис.4) одинакового поперечного сечения, составленного из двух равнобоких уголков, нагруженного силой F, подоб-

рать по ГОСТ8509-86 (табл.3) соответствующий номер уголка, определить процент недогрузки или перегрузки наиболее нагруженного стержня при принятых стандартных размерах сечения, приняв $[\sigma] = 140$ МПа. Исходные данные принять в соответствии с вариантом(таблица 2).

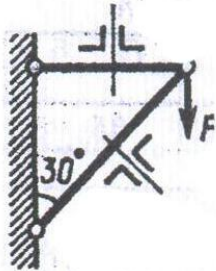


Схема 1.

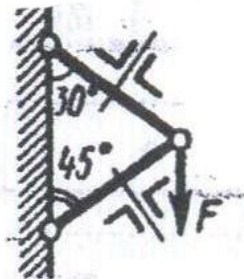


Схема 2.

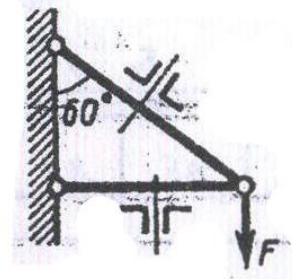


Схема 3.

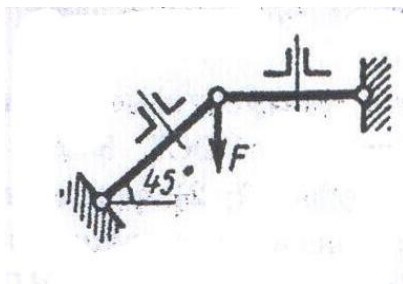


Схема 4.

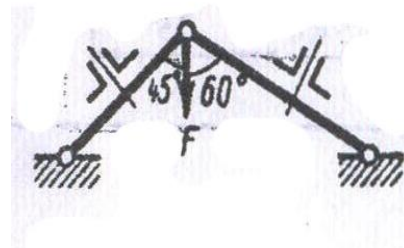


Схема 5.

Рисунок 4. Схемы нагружения стержней к заданию №2.

Таблица 1. Исходные данные к заданию №1

№п\п	F_1 , кН	F_2 , кН	F_3 , кН	ℓ_1 , м	ℓ_2 , м	α	$[\Delta \ell]$ мм	σ_T , МПа	[S]	Поперечное сечение	Размеры поперечного сечения, мм
1	30	10	5	0,2	0,3	0,4	0,25	240	4	круговое кольцо	d=56 d ₀ =48
2	16	15	10	0,3	0,4	0,2					d=58 d ₀ =52
3	8	13	17	0,5	0,4	0,5					d=70 d ₀ =62
4	14	16	11	0,3	0,6	0,2					d=48 d ₀ =40
5	27	14	8	0,6	0,5	0,3					d=50 d ₀ =44
6	24	11	6	0,5	0,6	0,2	0,15	220	2	круг	40
7	18	12	5	0,6	0,4	0,2					45

8	7	13	26	0,6	0,3	0,5					50
9	12	20	36	0,5	0,3	0,7					54
10	9	33	16	0,6	0,4	0,3					55
11	16	25	28	0,5	0,5	0,5	0,2	190	3	квадрат	a= 40
12	8	13	14	0,4	0,4	0,4					a= 45
13	15	24	29	0,5	0,3	0,2					a= 48
14	14	16	9	0,8	0,3	0,3					a= 50
15	18	27	31	0,2	0,3	0,4					a= 54
16	20	29	33	0,3	0,5	0,3	0,35	200	2	прямоуголь ник	b=20 h=40
17	20	29	31	0,4	0,4	0,4					b=30 h=40
18	10	15	18	0,5	0,5	0,5					b=40 h=60
19	12	16	19	0,5	0,3	0,2					b=20 h=60
20	17	26	30	0,2	0,5	0,5					b=35 h=80
21	16	20	11	0,3	0,6	0,3	0,45	240	3	круг	45
22	14	16	10	0,4	0,6	0,2					35
23	17	19	13	0,5	0,5	0,6					45
24	20	18	12	0,6	0,4	0,3					50
25	13	17	9	0,5	1,0	0,8					55
26	18	20	14	0,6	1,0	0,5		300	5	круговое кольцо	d=68 d ₀ =58
27	22	19	13	1,0	1,2	1,0					d=60 d ₀ =52

Таблица 2.Исходные данные к заданию №2

№вар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
№ схемы	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	3	3	3	3	3
F,кН	75	200	150	90	100	85	32	45	67	80	76	65	50	70	80

Продолжение таблицы 2.Исходные данные к заданию №2

№вар	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
№схемы	4	4	4	4	4	5	5	5	5	5	3	2	1	4	5
F,кН	38	25	45	58	60	45	35	46	18	50	80	45	65	90	100

Таблица 3.Сталь прокатная угловая равнополочная (по ГОСТ 8509-86)

Номер уголка	Размеры, мм		A , см ²	Справочные величины для осей								
	b	d		$x - x$			$x_0 - x_0$		$y_0 - y_0$			z_0 , см ²
				J_x , см ⁴	W_x , см ³	i_x , см	$J_{x0\max}$, см ⁴	$i_{x0\max}$, см ⁴	$J_{y0\min}$, см ⁴	$W_{y0\min}$, см ³	$i_{y0\min}$, см	
2	20	3	1,13	0,40	0,28	0,59	0,63	0,75	0,17	0,20	0,39	0,60
		4	1,46	0,50	0,37	0,58	0,78	0,73	0,22	0,24	0,38	0,64
2,5	25	3	1,43	0,81	0,46	0,75	1,29	0,95	0,34	0,33	0,49	0,73
		4	1,86	1,03	0,59	0,74	1,62	0,93	0,44	0,41	0,48	0,76
2,8	28	3	1,62	1,16	0,58	0,85	1,84	1,07	0,48	0,42	0,55	0,80
3,0	30	3	1,74	1,45	0,67	0,91	2,30	1,15	0,60	0,53	0,59	0,85
		4	2,27	1,84	0,37	0,80	2,92	1,13	0,77	0,61	0,58	0,89
3,2	32	3	1,86	1,77	0,77	0,97	280	1,23	0,74	0,59	0,63	0,89
		4	2,43	2,26	1,00	0,96	3,58	1,21	0,94	0,71	0,62	0,94
3,5	35	3	2,04	2,35	0,93	1,07	3,72	1,35	0,97	0,71	0,69	0,97
		4	2,17	3,01	1,21	1,06	4,76	1,33	1,25	0,88	0,68	1,01
3,5	35	5	3,28	3,61	1,47	1,05	5,71	1,32	1,52	1,02	0,68	1,05
4,0	40	3	2,35	3,55	1,22	1,23	5,63	1,55	1,47	0,95	0,79	1,09
		4	3,08	4,58	1,60	1,22	7,26	1,53	1,90	1,19	0,78	1,13
		5	3,79	5,53	1,95	1,21	8,75	1,52	2,30	1,39	0,78	1,17
4,5	45	3	2,65	5,13	1,56	1,39	8,13	1,75	2,12	1,24	0,89	1,21
		4	3,48	6,63	2,04	1,38	10,52	1,74	2,74	1,54	0,89	1,26
		5	4,29	8,03	2,51	1,37	12,74	1,72	3,33	1,81	0,88	1,30
5,0	50	3	2,96	7,11	1,94	1,55	11,27	1,95	2,95	1,57	1,00	1,33
		4	3,89	9,21	2,54	1,54	14,63	1,94	3,80	1,95	0,99	1,38
		5	4,80	11,20	3,13	1,53	17,77	1,92	4,63	2,30	0,98	1,42
		6	5,69	13,07	3,69	1,52	20,72	1,91	5,43	2,63	0,98	1,46
5,6	56	4	4,38	13,10	3,21	1,73	20,79	2,18	5,41	2,52	1,11	1,52

Контрольные вопросы

1. Запишите формулы для определения продольной силы и нормальных напряжений при растяжении, сжатии.
2. Запишите условия прочности и жесткости при растяжении, сжатии.
3. Сформулируйте сущность проверочного и проектного расчетов на прочность и жесткость при растяжении, сжатии.
4. Укажите цель построения эпюр продольных сил и нормальных напряжений.
5. Сформулируйте основные правила построения и контроля эпюры продольных сил.

Ход выполнения работы

1. Задание № 1.

- 1.1. Записать условие задачи и исходные данные.
- 1.2. Выполнить схему нагружения.
- 1.3. Определить величину продольной силы на каждом участке и построить эпюру продольных сил.
- 1.4. Определить величину нормальных напряжений на каждом участке и построить эпюру нормальных напряжений.
- 1.5. Определить положение наиболее опасного участка.
- 1.6. Записать условие прочности при растяжении, сжатии и проверить его выполнение.
- 1.7. Выполнить анализ полученного результата.
- 1.8. Определение абсолютного удлинения отдельных участков и построение эпюры абсолютных удлинений.
- 1.9. Оценка жесткости бруса.

2. Задание № 2.

- 2.1. Записать условие задачи и исходные данные.
 - 2.2. Выполнить схему нагружения.
 - 2.3. Выполнить расчетную схему.
 - 2.4. Составить уравнения равновесия:
$$\Sigma X = 0; \quad \Sigma Y = 0;$$
 - 2.5. Определить величину продольных сил в стержнях.
 - 2.6. Определить из условия прочности требуемую площадь поперечного сечения наиболее нагруженного стержня.
 - 2.7. Принять по ГОСТ 8509-86 требуемый № профиля.
 - 2.8. Определить процент перегрузки или недогрузки наиболее нагруженного стержня.
3. Ответить на контрольные вопросы.
 4. Сформулировать вывод по работе.

Отчет по работе

Практическая работа №8

Расчеты элементов конструкций на прочность и жесткость при растяжении, (сжатии).

Цель:

1.Задание № 1

1.1.Условие задачи и исходные данные.

1.2. Выполнение схемы нагружения.

1.3. Определение величины продольной силы на каждом участке и построение эпюры продольных сил.

1.4. Определение величины нормальных напряжений на каждом участке и построение эпюры нормальных напряжений.

1.5. Определение положения наиболее опасного участка.

1.6.Запись условия прочности при растяжении, сжатии и проверка его выполнения.

1.7.Проведение анализа полученного результата.

1.7.Выполнить анализ полученного результата.

1.8. Определение абсолютного удлинения отдельных участков.

1.9. Определение абсолютного удлинения бруса.

1.10 Оценка жесткости бруса

2.Задание №2.

2.1.Условие задачи и исходные данные.

2.2. Выполнение схемы нагружения.

2.3. Выполнение расчетной схемы.

2.4.Составление уравнений равновесия:

2.5.Определение величины продольных сил в стержнях.

2.6. Определение из условия прочности требуемой площади поперечного сечения наиболее нагруженного стержня.

2.7.Выбор по ГОСТ 8509-86 требуемого № профиля.

3.Ответы на контрольные вопросы. 4. Вывод по работе.

Практическая работа № 9.

Выполнение расчетов шпоночных соединений на срез и смятие.

Цель: Освоение методики расчета на прочность элементов конструкции, работающих на срез и смятие.

Умения: определять напряжения в конструктивных элементах.

Знания: методика расчетов на прочность при срезе и смятии.

Теоретический материал.

Шпоночные соединения служат для окружной фиксации деталей на валах и осях и передачи вращающего момента. В основном применяют ненапряженные соединения призматическими шпонками. Шпонки выполняют со скругленными и плоскими концами. Шпонки закладывают в паз вала. Разрушение соединительных деталей (болтов, заклепок, штифтов, шпонок), сварных, клеевых соединений, нагруженных силами, перпендикулярными их собственным осям, называется *срезом*. Давление, возникающее между соединительными деталями и стенками отверстия, называется напряжением *смятия* $\sigma_{см}$.

Критерием работоспособности соединения призматическими шпонками являются прочность шпонки на *срез* и *прочность соединения на смятие*.

Размеры поперечного сечения шпонки b , h и глубина паза на валу t_1 подбирают по каталогу по диаметру вала, необходимая длина шпонки l определяется по длине ступицы $l = l_{см} - (5...10)$ мм и уточняется по каталогу, длина ступицы $L_{ст} = 1,5d$. Выбранная шпонка проверяется на прочность на срез и соединение на смятие.

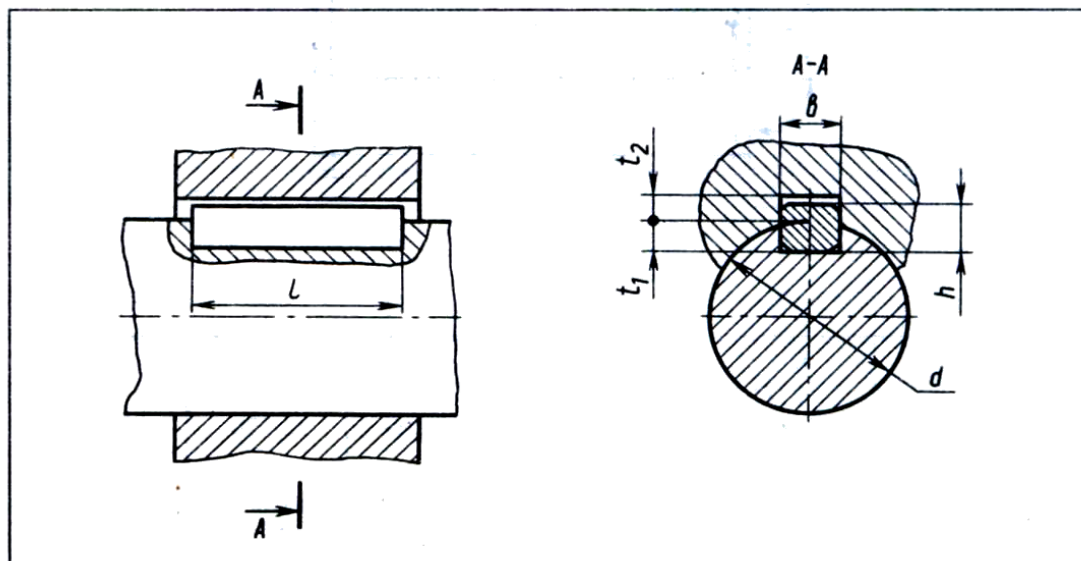
Условие прочности шпоночного соединения на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma_{см}]$$

Где M — вращающий момент; h — высота шпонки; l_p — расчетная длина; для шпонок с плоскими концами $l_p = l$; для шпонок с закругленными концами $l_p = l - b$; b — ширина шпонки; t_1 — глубина паза на валу. Допускаемое напряжение смятия при стальной ступице $[\sigma_{см}] = 130...200$ МПа, при чугунной ступице $[\sigma_{см}] = 80 - 110$ МПа.

Таблица 1. Шпоночные соединения с призматической шпонкой

ГОСТ 23360-78



Диаметр вала d	Сечение шпонки		Фаска	Глубина паза		Длина l	
	b	h		вала t_1	ступицы t_2		
Свыше 12 до 17 » 17 » 22	5 6	5 6	0,25...0,4	3 3,5	2,3 2,8	10...56 14...70	
» 22 » 30	8	7		0,4...0,6	4	3,3	18...90
» 30 » 38 » 38 » 44	10 12	8	5		3,3	22...110 28...140	
» 44 » 50 » 50 » 58 » 58 » 65	14 16 18	9 10 11	5,5 6 7		3,8 4,3 4,4	36...160 45...180 50...200	
» 65 » 75	20	12	0,6...0,8		7,5	4,9	56...220
» 75 » 85 » 85 » 95	22 25	14			9	5,4	63...250 70...280

Примечания: 1. Длины призматических шпонок / выбирают из следующего ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.
2. Пример условного обозначения шпонки исполнения I, размеры $b=16$ мм, $h=10$ мм, $l=50$ мм: Шпонка 16×10×50 ГОСТ 23360—78.

Условие прочности шпонки при срезе: $\tau_{cp} = \frac{2M}{d \cdot l \cdot h} \leq [\tau_{cp}]$

где $[\tau_{cp}]$ – допускаемое напряжение среза, $[\tau_{cp}] = 60 \dots 100$ МПа.

В случае невыполнения условий прочности принимаются размеры шпонки из следующего ряда, либо устанавливают две диаметрально противоположных шпонки.

Задание к практической работе: Подобрать размеры шпоночного соединения призматической шпонкой для вала диаметром d , передающего вращающий момент M ; проверить прочность шпонки на срез и прочность соединения на смятие. Исходные данные принять в соответствии с вариантом.

Таблица. Исходные данные к практической работе №9

№ вар.	$d, \text{мм}$	$M, \text{Нм}$	Матери- ал ступицы	№ вар.	$d, \text{мм}$	$M, \text{Нм}$	Матери- ал ступицы	№ вар.	$d, \text{мм}$	$M, \text{Нм}$	Мате- риал ступицы
1	25	70	Сталь 45	10	60	190	чугн	19	30	80	Сталь 35
2	30	75		11	55	180		20	35	90	
3	35	80		12	50	170		21	38	112	
4	38	90		13	48	160		22	40		
5	40	120	чугун	14	45	150	Сталь 45	23	42		Сталь 35
6	42	130		15	38	140		24	45		
7	45	180		16	35	120		25	48		
8	48	170		17	38	145		26	50		
9	50	190		18	30	115		27	54		

Контрольные вопросы.

1. Назначение и устройство шпоночного соединения?
2. Каким образом задаются размеры шпонки?
3. Сформулировать критерии работоспособности шпоночного соединения.
4. Сущность проверочных расчетов соединения на срез и смятие?

Ход выполнения работы.

1. Выбрать размеры поперечного сечения шпонки.
2. Определить длину ступицы.
3. Определить длину шпонки, согласовав ее со стандартным рядом длин.
4. Проверить прочность шпонки на срез.
5. Проверить прочность соединения на смятие.
6. Проанализировать полученные результаты.

7. Ответить на контрольные вопросы.

8. Сделать вывод по работе.

Отчет по работе

Практическая работа № 9.

Выполнение расчетов шпоночных соединений на срез и смятие.

Цель:

- 1.Задание к практической работе.
2. Исходные данные:
- 3.Определение размеров поперечного сечения шпонки.
- 4.Определение длины шпонки.
- 5.Проверка прочности шпонки на срез.
- 6.Проверка соединения на смятие.
7. Оценка результатов расчетов.
- 8 Ответы на контрольные вопросы.
9. Вывод по работе.

Практическая работа №10.

Определение главных центральных моментов инерции составных сечений.

Цель: освоение методики расчета осевых моментов составных сечений.

Умения:(элементы) определять напряжения в конструктивных элементах при изгибе

Знания: (элементы) методика расчета элементов конструкций на прочность и жесткость при изгибе.

Теоретический материал.

При изгибе поперечное сечение сопротивляется деформации не одинаково, при расчетах напряжений геометрическими характеристиками поперечного сечения, влияющие на сопротивление сечения деформированию, являются осевые моменты инерции:

- 1).осевой момент инерции относительно оси X - J_x

2). осевой момент инерции относительно оси $Y - J_y$

Осевые моменты инерции характеризуют сопротивление сечения повороту относительно соответствующей оси.

Главные оси — это оси, относительно которых осевые моменты инерции принимают экстремальные значения: минимальный и максимальный.

Оси симметрии сечения являются главными центральными осями

Главные центральные моменты инерции — это моменты инерции относительно главных осей, проходящих через центр тяжести.

Оси симметрии сечения являются главными центральными осями.

Моменты инерции простейших сечений:

1) для прямоугольника и квадрата $J_x = \frac{bh^3}{12}; \quad J_y = \frac{hb^3}{12}$

2) для круга $J_x = J_y = 0,05d^4$, где d — диаметр круга

3) для кольца $J_x = J_y = 0,05d^4(1-c^4)$, где d — наружный диаметр кольца,
 c — коэффициент кольца $c = d_{BH}/d$; d_{BH} — внутренний диаметр кольца;

Моменты инерции относительно параллельных осей

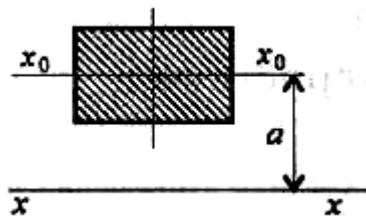


Рисунок 1. Схема для расчета осевых моментов инерции относительно параллельных осей.

$$J_x = J_{x_0} + a^2 \cdot A$$

где J_x — момент инерции относительно оси xx ,

J_{x_0} — момент инерции относительно оси x_0x_0 ;

A — площадь сечения; a — расстояние между осями.

Рекомендации по выполнению работы:

1. Момент инерции сложной фигуры является суммой моментов инерции частей, на которые ее разбивают. Разбить заданную фигуру на простейшие

части, для каждой определить главные центральные моменты инерции по известным формулам.

2. Моменты инерции вырезов и отверстий можно представить отрицательными величинами.

3. Заданные сечения симметричны, главные центральные оси совпадают с осями симметрии составного сечения.

4. Моменты инерции частей, чьи главные центральные оси не совпадают с главными центральными осями сечения в целом, пересчитывают с помощью формулы для моментов инерции относительно параллельных осей. Расстояние между параллельными осями определить по чертежу.

Пример: Для заданного сечения (рис. 2) вычислить главные центральные моменты инерции.

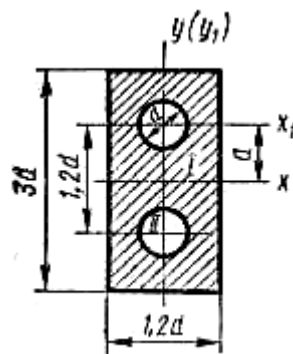


Рисунок 2. Плоская фигура к примеру.

Решение:

Сечение имеет две оси симметрии, которые являются его главными центральными осями. Разбиваем сечение на две простейшие фигуры: прямоугольник (I) и два круга (II).

Момент инерции прямоугольника относительно оси x

$$J_x^I = \frac{bh^3}{12} = \frac{1,2d \cdot (3d)^3}{12} = \frac{32,4d^4}{12} = 2,7d^4$$

Ось x (центральная ось сечения) не является центральной осью круга.

Следовательно, момент инерции круга следует вычислять по формуле

$$J_x^{II} = J_{x1}^{II} + a^2 \cdot A = 0,05d^4 + (0,6d)^2 \cdot [\pi \cdot (0,5d)]^2 = 0,05d^4 + 0,25 \cdot \pi \cdot d^4 = 0,05d^4 + 0,2826d^4 = 0,3326 d^4$$

$$\text{где } J_{x1}'' = 0,05d^4; A = \pi R^2 = \pi \cdot (0,5d)^2$$

$$\text{Тогда } J_x = J_x' - 2 \cdot J_x'' = 2,7d^4 - 2 \cdot 0,3326d^4 = 2,0348 d^4.$$

Ось у является центральной для прямоугольника и кругов. Следовательно,

$$J_y = J_y' - 2J_y'' = \frac{hb^3}{12} - 2 \cdot 0,05d^4 = \frac{3d \cdot (1,2d)^3}{12} - 0,1d^4 = 0,332d^4$$

Задание к практической работе:

Вычислить главные центральные моменты инерции сечений, представленных на схемах (рис3). Исходные данные принять в соответствии с вариантом по таблице.

Таблица. Исходные данные к практической работе №10.

№ вар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
d1 мм	80	-	-	90	-	100	82	-	-	96	-	98	84
d2 мм	-	12	14	16	14	20		18	10	12	14	18	-
h	-	80	84	-	86	-		90	92	-	94	-	-
b	-	38	36	-	40	-		42	44	-	50	-	-
a	48	52	56	60	58	48	48	56	60	64	48	52	56
h1	8	-	-	12	-	-	12	-	-	10	-	-	12
b1	10	-	-	30		-	20	-	-	22	-	-	18
h2	-	20	-	-	8	30	-	22	-	-	10	32	-

Продолжение таблицы. Исходные данные к практической работе №10.

№ вар	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
схе- ма	б	в	г	д	е	а	б	в	г	д	е	а	б
d1 мм	-	-	90	-	100	86	-	-	104	-	88	90	-
d2 мм	14	16	18	20	32	-	10	8	20	20	22	-	8
h	96	98	-	110	-	-	102	104	-	110	-	-	80
b	40	50	-	60	-	-	62	70	-	60	-	-	50
a	60	58	48	48	50	52	54	56	50	52	48	46	48
h1	-	-	20	-	-	18	-	-	16	-	-	20	-
b1	-	25	38	-	-	25	-	40	32	-	-	30	-
h2	18	12	-	10	18	-	28	20	-	12	16	-	30

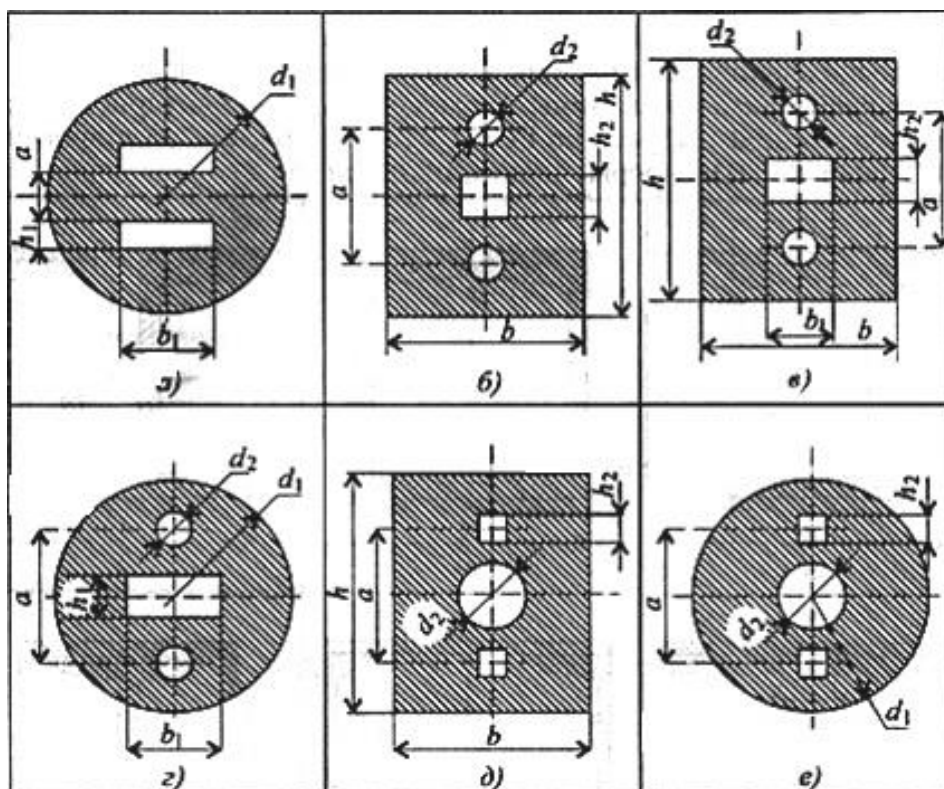


Рисунок 3. Схемы к практической работе №10.

Контрольные вопросы.

1. Что характеризуют осевые моменты инерции поперечных сечений?
2. Как изменится осевой момент инерции круглого поперечного сечения при увеличении диаметра вдвое?
3. Запишите формулы для определения осевого момента инерции относительно оси X для круга, прямоугольника и кольца.

Ход выполнения работы.

1. Разбить фигуру на простейшие геометрические.
2. Указать положение главных центральных осей X, Y .
3. Указать положение осей X, Y в каждой полученной фигуре, указать расстояния от данных осей до соответствующих центральных осей.
4. Определить осевые моменты инерции каждой фигуры относительно центральной оси X по соответствующим формулам.
5. Определить осевой момент инерции составной фигуры относительно центральной оси X .

6. Определить осевые моменты инерции каждой фигуры относительно центральной оси Y по соответствующим формулам.
7. Определить осевой момент инерции составной фигуры относительно центральной оси Y .
8. Ответ на контрольные вопросы.
9. Сформулировать вывод по работе.

Отчет по работе.

Практическая работа №10.

Определение главных центральных моментов инерции составных сечений.

Цель:

1. Задание к практической работе:
2. Эскиз фигуры.
3. Разбивка фигуры на простейшие геометрические.
4. Определение осевых моментов инерции каждой фигуры относительно центральной оси X .
5. Определение осевых моментов инерции составной фигуры относительно центральной оси X .
6. Определение осевых моментов инерции каждой фигуры относительно центральной оси Y .
7. Определение осевых моментов инерции составной фигуры относительно центральной оси Y .
8. Ответы на контрольные вопросы.
9. Вывод по работе.

Практическая работа №11.

Построение эпюр крутящих моментов.

Цель: формирование навыков построения эпюр крутящих моментов.

Умения: (элементы) определять напряжения в конструктивных элементах.

Знания: (элементы) методика расчета элементов конструкций на прочность и жесткость.

Теоретический материал.

Величина крутящего момента в любом поперечном сечении определяется алгебраической суммой скручивающих моментов, приложенных к оставшейся части. $M_z = \sum m_i \text{ ост. ч. (1)}$. При определении крутящего момента в любом поперечном сечении используется метод сечений.

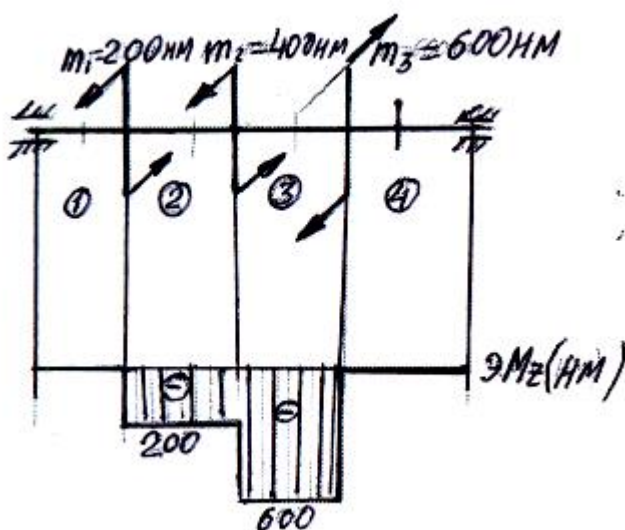
Скручивающий момент считается положительным, если он стремится повернуть оставшуюся часть по часовой стрелке при взгляде со стороны рассматриваемого сечения.

Эпюра крутящих моментов ($ЭM_z$) – график распределения крутящих моментов по длине бруса.

Правила построения $ЭM_z$:

- проводится базовая линия эпюры параллельно оси Z ;
- базовая линия эпюры разбивается на участки перпендикулярами, опущенными из точек приложения скручивающих моментов на базовую линию;
- участки нумеруются;
- определяется на каждом участке величина крутящего момента (по ф. 1), используя метод сечений;
- строится $ЭM_z$ в виде прямых линий, параллельных оси с ординатами в соответствии с определенными ранее значениями крутящих моментов.

Пример построения $ЭM_z$



$$M_z = \sum m_i \text{ ост. ч.}$$

$$M_{z1} = 0;$$

$$M_{z2} = -200 \text{ Нм};$$

$$M_{z3} = -200 - 400 = -600 \text{ Нм};$$

$$M_{z4} = -200 - 400 + 600 = 0$$

Контроль правильности построения эпюры крутящих моментов:

1. M_z – прямая, параллельная базовой линии.
2. M_z скачкообразно изменяет свое значение в точках приложения скручивающих (внешних) моментов, величина скачка определяется величиной скручивающего момента.

Задание для практической работы: Построить эпюру крутящих моментов для предложенной в соответствии с вариантом схемы нагружения (рис.2).

Таблица Исходные данные к практической работе №11

№ вар.	схема	M_1 Нм	M_2 Нм	M_3 Нм	M_0 Нм	ω с ⁻¹	№ вар.	схема	M_1 Нм	M_2 Нм	M_3 Нм	M_0 Нм	ω с ⁻¹
1	а	2000	1600	800	4400	20	15	в	580	240	760	1580	20
2	б	900	1500	600	3000		16	г	2410	670	920	4000	
3	в	1000	700	500	2300		17	д	700	900	800	2400	
4	г	80	900	750	2500		18	е	890	900	210	2000	
5	д	570	920	1510	3000		19	а	1360	870	540	2770	
6	е	780	950	450	2180		20	б	1390	460	900	2750	
7	а	1000	200	700	1900		21	в	1620	140	780	2540	
8	б	600	2700	2200	5500		22	г	1300	680	920	2900	
9	в	680	1520	1200	3400		23	д	1000	690	520	2210	
10	г	790	1300	810	2900		24	е	780	750	870	2400	
11	д	3530	690	580	4800		25	а	2500	920	880	4300	
12	е	560	740	920	2420	10	26	б	1090	560	840	2490	15
13	а	730	1680	990	3400		27	в	800	920	780	2500	
14	б	1570	1560	870	4000		28	г	580	630	800	2010	

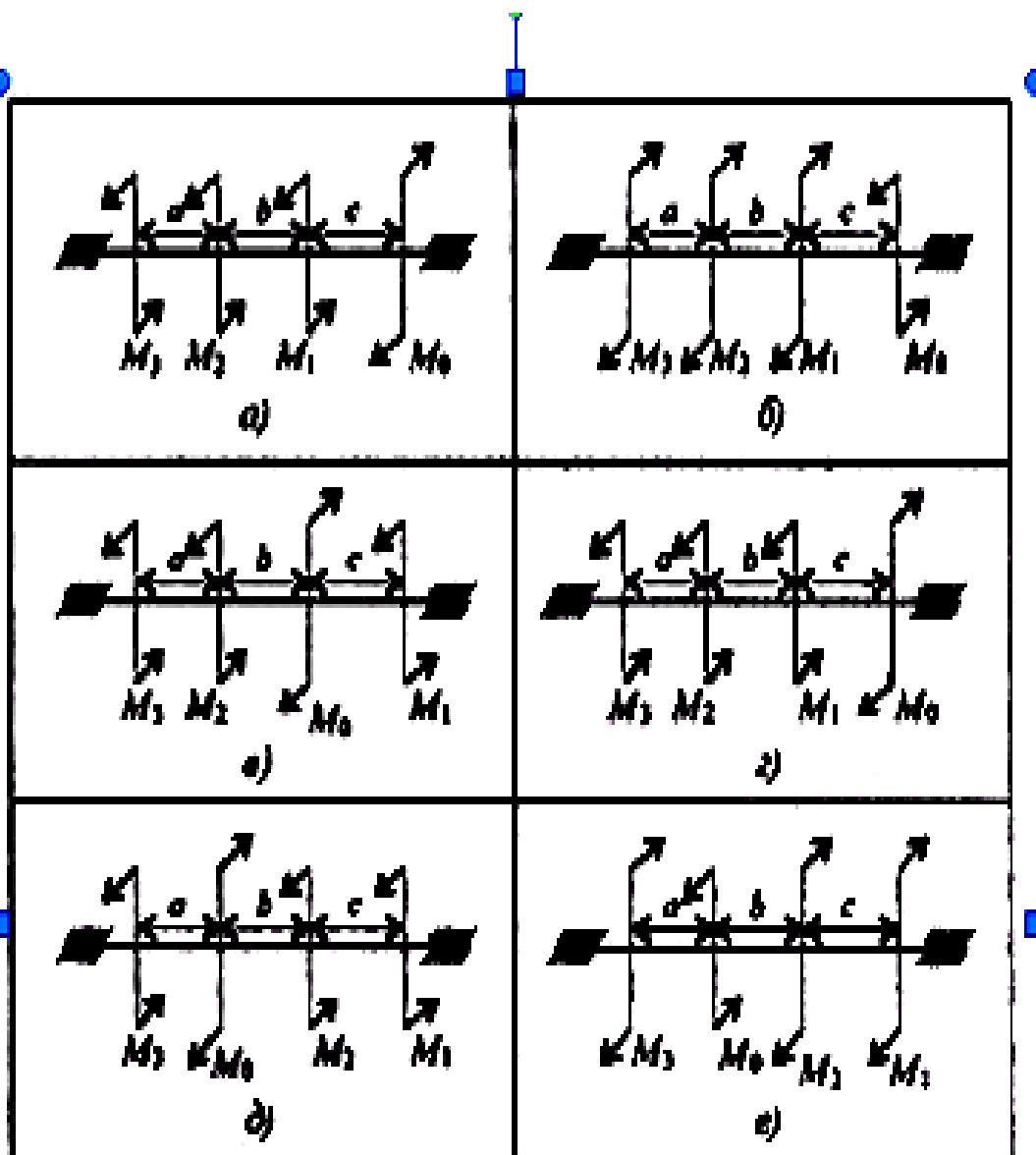


Рисунок 2. Схемы нагружения к практической работе.

Контрольные вопросы.

1. Какие внутренние силовые факторы возникают в поперечном сечении при кручении?
2. Запишите формулу для определения крутящего момента в любом поперечном сечении?
3. Чем обусловлены скачки на эпюре крутящих моментов?
4. Какой линией изображается эпюра крутящих моментов?

Ход выполнения работы.

1. Определить величину скручивающих моментов по формуле

$$M = \frac{P \cdot 10^3}{\omega}, \text{ Нм}$$

2. Провести базовую линию эпюры параллельно оси Z;

3. Базовую линию эпюры разбить на участки перпендикулярами, опущенными из точек приложения скручивающих моментов на базовую линию;

4. Участки пронумеровать;

5. Определить на каждом участке величину крутящего момента (по ф. 1), используя метод сечений;

6. Построить ЭМ_z в виде прямых линий, параллельных оси с ординатами в соответствии с определенными ранее значениями крутящих моментов

7. Проконтролировать правильность построения эпюры.

8. Ответить на контрольные вопросы.

9. Сформулировать вывод по работе.

Отчет по работе.

Практическая работа №11.

Построение эпюр крутящих моментов.

Цель:

1. Задание к практической работе.

2. Схема нагружения.

3. Исходные данные.

4. Определение величины скручивающих моментов.

5. Определение крутящих моментов на каждом участке и построение ЭМ_z

6. Ответы на контрольные вопросы.

7. Вывод по работе.

Практическая работа №12

Выполнение расчетов на прочность и жесткость при кручении.

Цель: Освоение методики расчетов на прочность и жесткость при кручении.

Умения: определять напряжения в элементах конструкций.

Знания: - методика расчета элементов конструкций на прочность, жесткость (условие прочности и жесткости при кручении, способы обеспечения прочности и жесткости)

Теоретический материал.

Кручением называется такой вид нагружения, при котором в поперечном сечении элемента конструкции возникает только один внутренний силовой фактор – крутящий момент M_z .

Величина крутящего момента в любом поперечном сечении определяется алгебраической суммой скручивающих моментов, приложенных к оставшейся части. $M_z = \sum m_{i \text{ ост.ч}} \quad (1)$. При определении крутящего момента в любом поперечном сечении используется метод сечений.

Скручивающий момент считается положительным, если он стремится повернуть оставшуюся часть по часовой стрелке при взгляде со стороны рассматриваемого сечения.

Сущность проверочного расчета на прочность при кручении заключается в определении максимальных напряжений в наиболее опасном сечении и в сравнении их с величиной допускаемых напряжений, т. е. проверить выполнение условия прочности на кручение.

$$\tau_{кр\max} = \frac{M_{z\max}}{W_p} \leq [\tau_{кр}]$$

где $M_{z\max}$ – наибольший крутящий момент, Нм

$[\tau_{кр}]$ – допускаемое касательное напряжения кручения, Н/мм²

W_p – полярный момент сопротивления поперечного сечения, мм³-

геометрическая характеристика прочности поперечного сечения при кручении;

$W_p = 0,1 d^3$ – для круглого поперечного сечения;

$W_p = 0,1d^3 (1-\alpha^4)$ – для кольцевого сечения

где α - коэффициент кольца $\alpha = \frac{d}{d_0}$

Сущность проверочного расчета элемента конструкции на жесткость при кручении заключается в определении максимального относительного угла закручивания и в сравнении его величины с допускаемым значением, т.е. проверяется выполнение условия жесткости:

$$\varphi_{0\max} = \frac{M_{z\max}}{G \cdot I_p} \leq [\varphi_0],$$

где G – модуль поперечной упругости, характеризующий жесткость материала при кручении;

I_p - полярный момент инерции поперечного сечения, мм^4 -

геометрическая характеристика жесткости поперечного сечения при кручении;

-для круга $I_p = 0,1d^4, \text{мм}^4$;

-для кругового кольца $I_p = 0,1d^4(1-\alpha^4)$,

где α - коэффициент кольца $\alpha = \frac{d_0}{d}$

Задание к практической работе № 12:Проверить прочность и жесткость стального вала для схемы нагружения (рис.1) соответствующей варианту. Проанализировать полученные результаты, в случае не выполнения условий прочности и жесткости предложить варианты выполнения условий прочности и жесткости.

Таблица №Исходные данные к практической работе.

№ вариант а	Поперечное сечение	Размеры поперечного сечения, мм	№ схемы	Мощность, кВт			Угловая скорость ω , с ⁻¹	Допускаемое касательное напряжение [τ_k], Н\ мм ²	Допускаемый от- носительный угол закручивания
				P ₁	P ₂	P ₃			
1	круг	d=20	1	35	20	15	20	25	0,016
2		d=25	2	150	100	50	45		
3		d=30	3	40	25	20	25		
4		d=35	4	110	60	30	35		
5		d=40	5	40	15	25	30		
6	кольцо	d=45; d ₀ =40	6	130	90	40	45		
7		d=55; d ₀ =48	7	100	65	25	35		
8		d=64; d ₀ =56	8	90	45	20	20		
9		d=75; d ₀ =65	9	120	30	30	20		
10		d=70; d ₀ =60	10	80	55	35	25		
11	круг	D=48	1	110	50	40	20	20	0.02
12		d=58	2	90	65	25	30		
13		d=65	3	65	35	20	25		
14		d=38	4	140	110	60	45		
15		d=45	5	120	80	40	35		
16		d=56	6	15	10	35	16		
17		d=34	7	75	80	25	40		
18		d=52	8	65	55	25	20		
19		d=65	9	45	50	35	23		
20		d=48	10	80	65	45	30		
21	Круговое кольцо	D=45 d=38	1	50	40	30	28	30	0.022
22		D=68 d=60	2	70	60	40	25		
23		d=75; d=68	3	55	40	18	32		
24		d=85; d=78	4	65	55	35	35		
25		d=56; d=50	5	40	30	30	16		
26		d=86; d=76	6	100	18	50	20		
27		d=80; d=75	7	90	25	40	20		

Контрольные вопросы.

1. Какие внешние нагрузки способны вызвать кручение?
2. Назовите внутренний силовой фактор, возникающий при кручении. Как определяется его величина и знак в любом поперечном сечении?
3. Сущность проверочных расчетов на прочность и жесткость при кручении?

4. Назовите геометрические характеристики жесткости и прочности поперечного сечения при кручении.

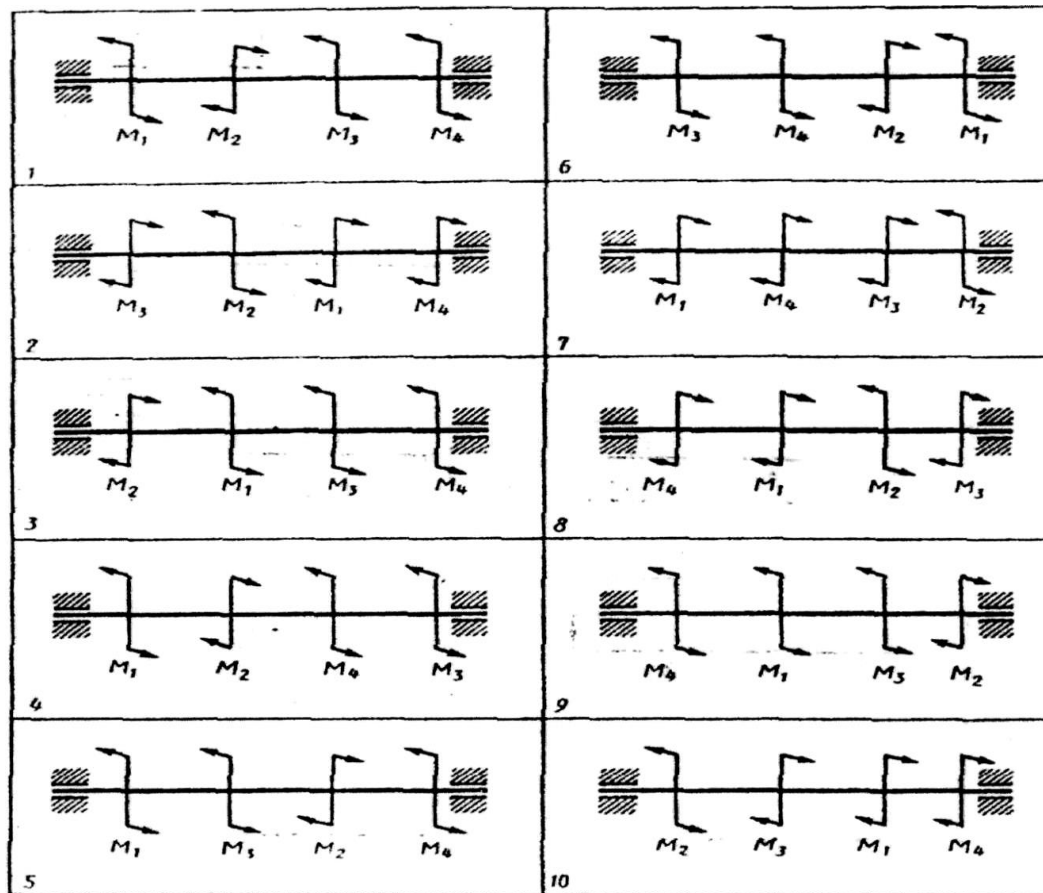


Рисунок 1. Схемы нагружения к практической работе №12.

Ход выполнения работы

1. Определить величину скручивающих моментов

$$m = \frac{P \cdot 10^3}{\omega}, \text{ Нм}$$

где P – мощность, кВт

ω – угловая скорость, с^{-1}

2. Определить уравновешивающий момент из условия равновесия:

$$\sum m_{\text{из ост. ч.}} = 0$$

3. Используя метод сечений построить эпюру крутящих моментов \mathcal{M}_z .

4. Для наиболее опасного участка вала (см. эпюру крутящих моментов) определить максимальные напряжения кручения в поперечном сечении.

5. Полученное значение напряжения сравнить с допускаемым напряжением и сделать вывод о прочности.
6. Проверить выполнения условие жесткости и сделать вывод об обеспечении жесткости.
7. В случае невыполнения одного из условий предложить возможные варианты их выполнения.
8. Ответить на контрольные вопросы.
9. Сформулировать вывод по работе.

. Отчет по занятию.

Практическое занятие №12

Выполнение расчетов на прочность и жесткость при кручении

Цель:

1. Исходные данные
2. Схема нагружения
3. Определение величины скручивающих моментов.
4. Определение величины уравнивающего момента.
5. Построение эпюры крутящих моментов и определение положения наиболее опасного сечения.
6. Определение величины максимальных напряжений кручения.
7. Вывод об обеспечении прочности.
8. Проверка жесткости наиболее опасного сечения.
9. Вывод об обеспечении жесткости.
10. Ответы на контрольные вопросы.
11. Вывод по работе.

Практическое занятие № 13.

Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.

Цель: освоение методики построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.

Умения (элементы): *определять напряжения в элементах конструкций*

(определение положения наиболее опасного сечения)

Знания (элементы): *методика расчетов элементов конструкций на прочность*

Теоретический материал

Изгиб – это такой вид нагружения бруса, при котором в его поперечных сечениях возникают изгибающие моменты. Изгиб, при котором в поперечных сечениях кроме изгибающих моментов возникают и поперечные силы, называется поперечным; если поперечные силы не возникают, то изгиб называется чистым.

Величина поперечной силы в любом поперечном сечении определяется алгебраической суммой внешних сил, приложенных к оставшейся части:

$$Q_y = \sum F_{iy \text{ ост. ч.}}$$

Правило знаков поперечных сил: поперечная сила считается положительной, если: внешняя нагрузка стремится повернуть оставшуюся часть вокруг рассматриваемого сечения по часовой стрелке, если против часовой стрелки – отрицательной.

Изгибающий момент в произвольном поперечном сечении численно равен алгебраической сумме моментов внешних сил, приложенных к оставшейся части относительно рассматриваемого сечения: $M_x = \sum M_{\text{сеч}}(F_{iy \text{ ост. ч.}})$

Правило знаков изгибающих моментов: (при мысленном закреплении в рассматриваемом сечении), изгибающему моменту приписывается знак плюс, если внешняя нагрузка изгибает оставшуюся часть выпуклостью вниз, если выпуклостью вверх – то знак минус.

Правила построения эпюр поперечных сил по характерным точкам:

1. В **концевом сечении** поперечная сила равна нулю, если не приложена сосредоточенная сила (активная или реактивная).
2. Поперечная сила **скачкообразно** изменяет свое значение в сечении, в котором приложена сосредоточенная сила, величина скачка равна величине приложенной силы.

3. На участке, нагруженном равномерно распределенной нагрузкой, эпюра изображается прямой линией, наклоненной к оси балки.
4. На участке, свободном от действия равномерно распределенной нагрузки, эпюра- прямая линия, параллельная оси.

Правила построения эпюр изгибающих моментов по характерным точкам:

1. В **концевом сечении** изгибающий момент равен нулю, если не приложен внешний сосредоточенный момент. Если же в концевом сечении приложена пара сил, то изгибающий момент равен моменту приложенной пары.
2. Изгибающий момент **скачкообразно** изменяет свое значение в сечении, в котором приложен сосредоточенный момент, величина скачка равна величине приложенного момента.
3. На участке, нагруженном равномерно распределенной нагрузкой, эпюра изображается квадратичной параболой, обращенной навстречу нагрузке.
4. На участке, свободном от действия равномерно распределенной нагрузки, эпюра – наклонная прямая.
5. На участке действия равномерно распределенной нагрузки в точке, где эпюра поперечных сил плавно переходит через ноль, на эпюре изгибающих возникает **экстремум**.

Анализ эпюры изгибающих моментов позволяет определить положение наиболее опасного сечения (по величине максимального изгибающего момента).

Контроль правильности построенных эпюр:

1. ЭМ скачкообразно изменяет свое значение в точках приложения сосредоточенных сил, величина скачка определяется величиной приложенной силы.
2. ЭМ – прямая, параллельная оси эпюры на участках, свободных от действия равномерно распределенной нагрузки и наклонная прямая на участках действия равномерно распределенной нагрузки.

3. ЭМ скачкообразно изменяет свое значение в точках приложения сосредоточенных моментов, величина скачка определяется величиной приложенного момента.

4. ЭМ- наклонная прямая на участках, свободных от действия равномерно распределенной нагрузки и парабола, обращенная выпуклостью навстречу нагрузке на участках действия равномерно распределенной нагрузки.

Пример: Построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов (рис.1)

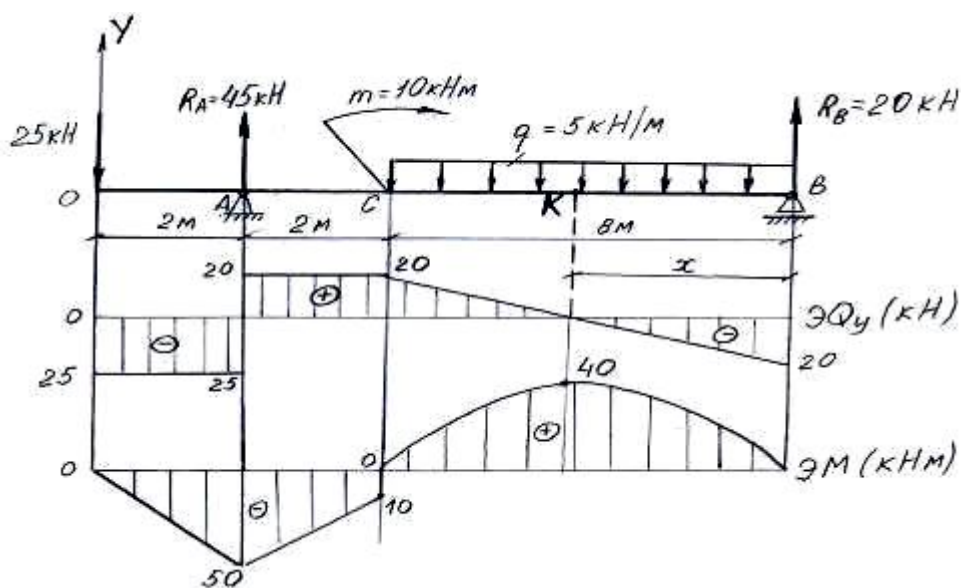


Рисунок1.Расчетная схема к примеру.

1.Определение реакций связей.

$$1.1. \sum M_A = 0; -25 \cdot 2 + 10 + (5 \cdot 8) \cdot 6 - R_B \cdot 10 = 0$$

$$-R_B \cdot 10 = 50 - 10 - 240; \quad R_B = 20 \text{ (кН)}$$

$$1.2. \sum M_B = 0; -25 \cdot 12 + R_A \cdot 10 + 10 - (5 \cdot 8) \cdot 4 = 0;$$

$$R_A \cdot 10 = 300 - 10 + 160; \quad R_A = 45 \text{ (кН)}$$

1.3.Проверка правильности решения: доказать, что $\sum F_{iy} = 0$

$$\sum F_{iy} = -25 + 45 - (5 \cdot 8) + 20 = -65 + 65 = 0.$$

2.Построение эпюры поперечных сил ($\sum Q_Y$)

$$Q_Y = \sum F_{iy \text{ ост.ч.}}, \text{ кН}$$

$$Q_{y0} = -25 \text{ (по правилу конечного сечения)}$$

$$Q_{\text{слева}}^{YA} = -25; Q_{\text{справа}}^{YA} = -25 + 45 = 20$$

$$Q_{YC} = -25 + 45 = 20; Q_{YB} = -20 \text{ (по правилу концевого сечения)}$$

3. Построение эпюры изгибающих моментов (ΣM_x)

$$M_x = \Sigma M_{\text{сеч}} (F_{iy} \text{ ост. ч.}), \text{ кНм}$$

$$M_{x0} = 0 \text{ (по правилу концевого сечения)}$$

$$M_{xA} = -25 \cdot 2 = -50$$

$$M_{\text{слева } xc}^{\text{слева}} = -25 \cdot 4 + 45 \cdot 2 = -10$$

$$M_{\text{справа } xc}^{\text{справа}} = -25 \cdot 4 + 45 \cdot 2 + 10 = 0$$

$$M_{xB} = 0 \text{ (по правилу концевого сечения)}$$

На участке действия равномерно распределенной нагрузки ΣQ_y плавно переходит через «0», поэтому на эпюре изгибающих моментов в точке К возникает экстремальное значение момента.

Из условия $Q_{yK} = 0$ определяем длину участка ВК (рис.2)

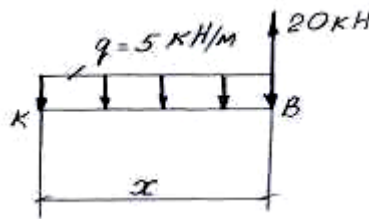


Рисунок 2. Схема для определения экстремального момента.

$$Q_{yK} = -20 + 5 \cdot x = 0; \quad 5x = 20; \quad x = 4(\text{м})$$

Определим момент в точке К:

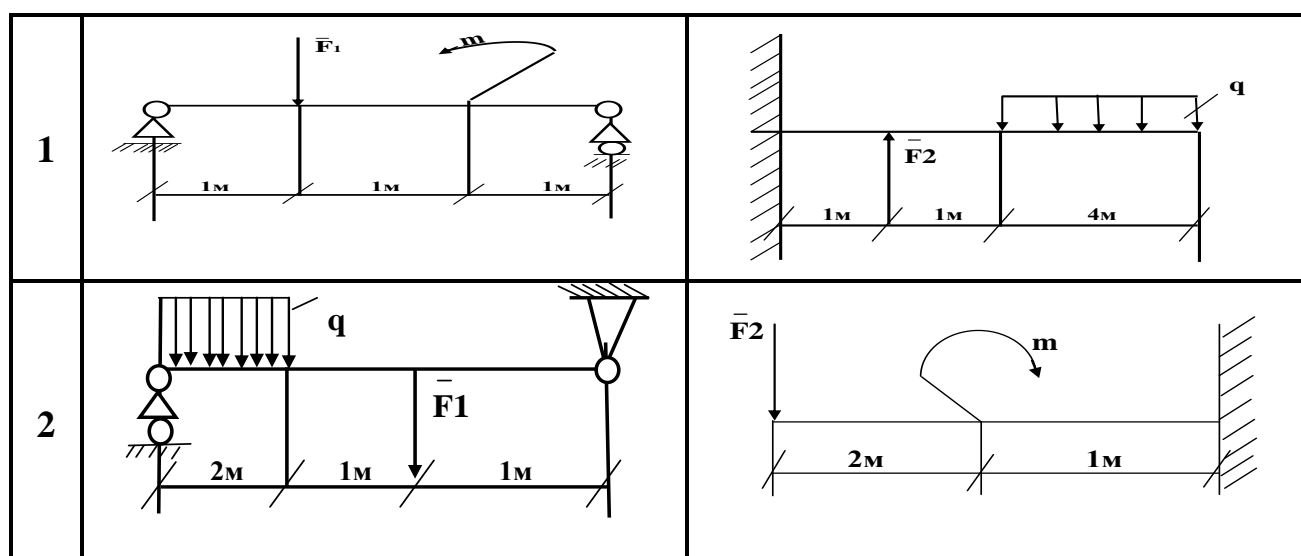
$$M_K = 20 \cdot x - (5 \cdot x) \cdot x/2 = 20 \cdot 4 - 5 \cdot 4 \cdot 2 = 40 \text{ (кНм)}$$

Задание к практической работе:

Для заданных схем нагружения балок: определить реакции связей, построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов (рис.3). Исходные данные принимать в соответствии с вариантом, определить положение наиболее опасного сечения.

Таблица Исходные данные к практической работе №13.

№ вари- анта	№ схемы	F_1 , кН	F_2 , кН	q , кН/м	m , кНм
1	1	6	12	4	4
2	2	8	-6	2	5
3	3	10	-8	8	6
4	4	12	15	10	8
5	5	20	50	15	10
6	6	5	19	20	25
7	7	8	20	32	16
8	8	14	23	6	50
9	9	25	28	8	42
10	10	30	17	10	18
11	1	32	16	16	10
12	2	16	5	30	5
13	3	4	42	28	25
14	4	3	30	8	8
15	5	7	20	5	16
16	6	9	19	14	32
17	7	19	4	6	4
18	8	28	16	10	8
19	9	30	5	8	10
20	10	20	10	4	6
21	1	7	26	2	4
22	2	8	20	12	25
23	3	40	35	20	18
24	4	24	20	3	14
25	5	18	25	10	12
26	6	25	15	10	4
27	7	19	20	25	18



3		
4		
5		
6		
7		

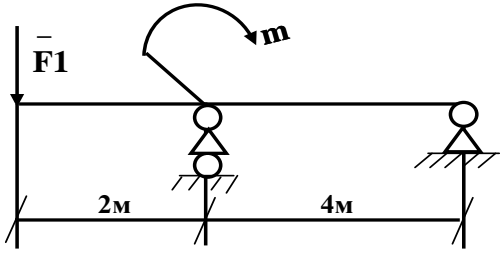
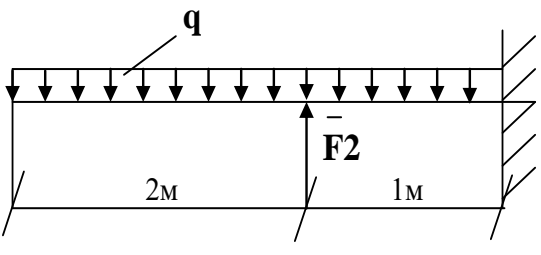
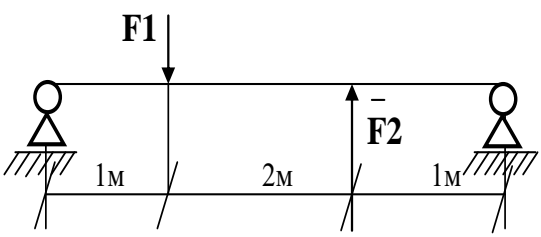
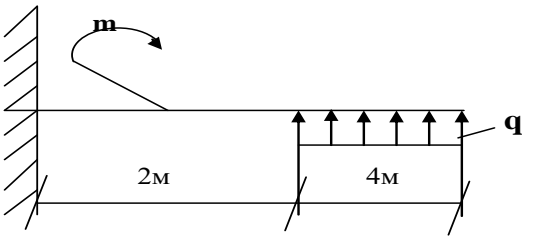
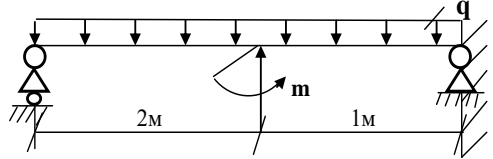
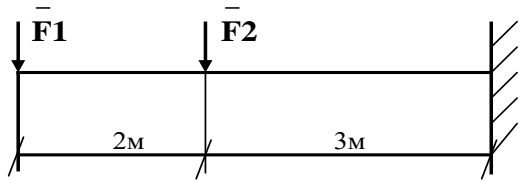
8		
9		
10		

Рисунок 3.Схемы нагружения к практической работе №13.

Контрольные вопросы.

- 1.Какие внутренние силовые факторы возникают в поперечных сечениях при поперечном изгибе?
- 2.Запишите формулу для определения поперечной силы, укажите правило знаков.
- 3.Запишите формулу для определения изгибающего момента, укажите правило знаков.
- 4.Объясните причину скачкообразного изменения ординат ЭQ и ЭM .
- 5.С какой целью строятся ЭQ и ЭM?

Ход выполнения работы

- 1.Определить реакции связей (для двух опорной балки):
 - 1.1.заменить связи реакциями связей;
 - 1.2.составить уравнения равновесия и определить реакции связей;
 - 1.3.произвести контроль правильности определенных реакций.

2. Построить ЭQ:

2.1. определить величину поперечной силы в характерных точках (в сечениях приложения сосредоточенных сил расчет произвести дважды: слева и справа от сечения);

2.2. построить ЭQ по полученным ординатам.

3. Построить ЭM:

3.1. определить величину изгибающего момента в характерных точках (в сечениях приложения сосредоточенных моментов расчет произвести дважды: слева и справа от сечения);

3.2. построить ЭM по полученным ординатам.

4. Произвести контроль правильности построенных эпюр.

5. Определить положение наиболее опасного сечения.

6. Ответить на контрольные вопросы.

7. Сформулировать вывод по работе.

Отчет по работе

Практическая работа №13

Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов

Цель:

1. Задача №1.

1.1. Схема нагружения.

1.2. Исходные данные:

1.3. Расчет реакций связей.

1.4. Определение величины поперечной силы в характерных точках и построение ЭQ.

1.5. Определение величины изгибающего момента в характерных точках и построение ЭM.

1.6. Контроль правильности построенных эпюр.

1.7. Определение положения наиболее опасного сечения.

2. Задача 2.

2.1. Схема нагружения.

2.2. Исходные данные:

2.3. Определение величины поперечной силы в характерных точках и построение ЭQ.

2.4. Определение величины изгибающего момента в характерных точках и построение ЭМ.

2.5. Контроль правильности построенных эпюр.

2.6. Определение положения наиболее опасного сечения.

3. Ответы на контрольные вопросы

4. Вывод по работе.

Практическая работа №14.

Расчет на прочность при изгибе.

Цель: освоение методики прочностных расчетов балок, изготовленных из пластичных материалов.

Умения (элементы): определять напряжения в элементах конструкций (определение положения наиболее опасного сечения при изгибе, проверочный расчет на прочность при изгибе)

Знания: методика расчета элементов конструкций на прочность (правила построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов, условие прочности при изгибе, сущность проверочного расчета при изгибе)

Теоретический материал

При изгибе расчет на прочность производят по нормальным напряжениям изгиба. Сущность расчета на прочность заключается в определении максимальных напряжений в наиболее опасном сечении и в сравнении их величины с допускаемыми напряжениями:

Условие прочности для пластичных балок

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{x \max}}{W_x} \leq [\sigma]$$

Осевой момент сопротивления для различных сечений- геометрическая характеристика прочности поперечного сечения при изгибе:

-для круга $W_x = 0,1 \cdot d^3$

-для кругового кольца $W_x = 0,1 \cdot d^3(1 - \alpha^4)$

-для прямоугольника $W_x = \frac{bh^2}{6}$

На основании условия прочности возможны три вида расчетов:

1. **проверочный** (проверяется обеспечение прочности выполнением условия прочности);

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{x \max}}{W_x} \leq [\sigma]$$

2. **проектный** (определяются размеры поперечного сечения)

$$W_x \geq \frac{M_{x \max}}{[\sigma]};$$

3.определение величины максимально допустимой внешней нагрузки

$$M_{x \max} \leq W_x \cdot [\sigma]$$

Пример расчета: Проверить прочность двух опорной балки (рис.1), если $[\sigma]=160 \text{ н/мм}^2$ для следующих вариантов: а) поперечное сечение: круг $d=90 \text{ мм}$; б) поперечное сечение : прямоугольник $h=80$; $b = 50 \text{ мм}$

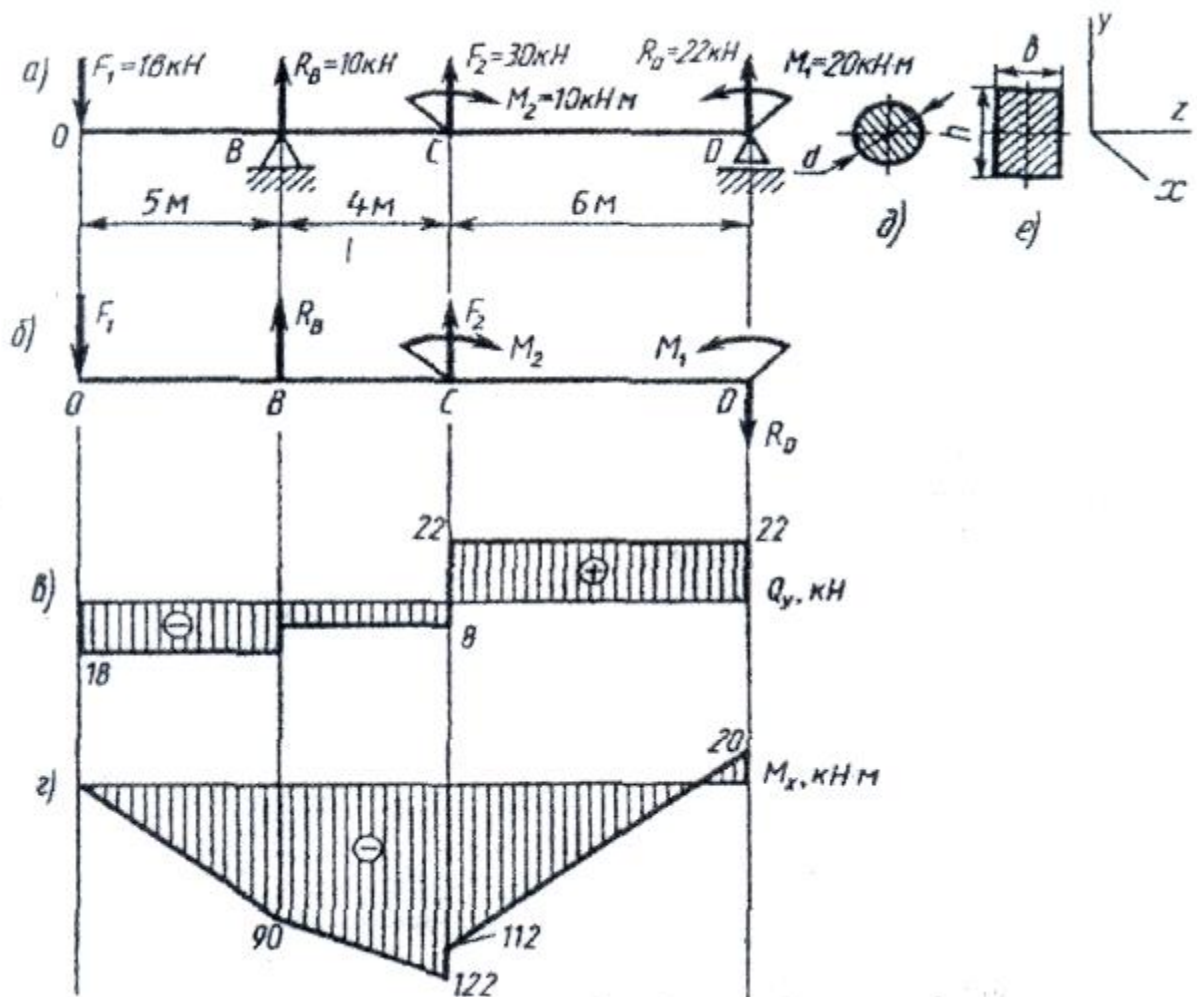


Рисунок1. Расчетная схема к примеру.

1.Определение опорных реакции и проверка правильности найденных значений:

$$\sum M_D = 0; -F_1 \cdot OD + R_B \cdot BD + M_2 + F_2 \cdot CD - M_1 = 0 \quad (1)$$

Решая уравнение (1) получим $R_B = 10 \text{ Кн}$.

$$\sum M_B = 0; -F_1 \cdot OB - R_D \cdot BD - F_2 \cdot BC + M_2 - M_1 = 0 \quad (2)$$

Из уравнения (2) $R_D = -22 \text{ кН}$

Т.к. реакция R_D получилась со знаком минус, то изменяем ее первоначальное направление на противоположное. Истинное направление реакции R_D — вниз.

Проверка: $\sum F_{iy} = -F_1 + R_B + F_2 - R_D = -18 + 10 + 30 - 22 = 0$.

Уравнение равновесия статики $\sum F_{iy} = 0$ выполняется, следовательно реакции опор определены верно. При построении эпюр используем только истинные направления реакций опор.

2. Выделим на балке характерные точки: О, В, С, Д.

3. Определяем в характерных точках значения поперечной силы Q_y и строим эпюру поперечных сил слева направо в соответствии с полученными значениями поперечных сил в соответствующих точках:

$Q_y = \sum F_{iy \text{ ост.ч.}}$ (1) (если внешняя сила стремится повернуть вокруг рассматриваемого сечения по часовой стрелке, то она в формулу (1) входит со знаком (+), если против часовой стрелке – то со знаком (-)).

$Q_{yO} = -F_1 = -18 \text{ кН}$ (используем правило концевого сечения);

Поперечную силу в точках В и С считаем дважды по формуле (1), т. к. в точках В и С приложены сосредоточенные силы и на Э Q_y должен быть скачок, равный величине этих сил:

Рассекаем слева от точки В, отбрасываем часть балки правее этого сечения и учитываем силы, приложенные к оставшейся части $Q_{yB}^{\text{слева}} = -18 \text{ кН}$;

Рассекаем справа от точки В, отбрасываем часть балки правее этого сечения и учитываем силы, приложенные к оставшейся части:

$Q_{yB}^{\text{справа}} = -18 + 10 = -8 \text{ (кН)}$;

Рассекаем слева от точки С, отбрасываем часть балки правее этого сечения и учитываем силы, приложенные к оставшейся части:

$Q_{yC}^{\text{слева}} = -18 + 10 = -8 \text{ (кН)}$;

Рассекаем справа от С, отбрасываем часть балки правее этого сечения и учитываем силы, приложенные к оставшейся части:

$$Q_{YC}^{\text{справа}} = -18 + 10 + 30 = 22 \text{ (кН)};$$

$$Q_{YD} = 22 \text{ кН (по правилу концевого сечения)}$$

4. Определяем в характерных точках значения изгибающего момента M_x , и строим эпюру изгибающих моментов слева направо:

$M_x = \sum M_{\text{сеч}} (F_i \text{ у ост. ч.})$ (2) (правило знаков: если сила стремится изогнуть оставшуюся часть выпуклостью вниз, то знак (+), если выпуклостью вверх, то – знак (-)):

$$M_{x0} = 0 \text{ (по правилу концевого сечения)};$$

Рассекаем в точке В, отбрасываем правую от полученного сечения часть и определяем моменты сил, приложенных к оставшейся части:

$$M_{xB} = -18 \cdot OB = -18 \cdot 5 = -90 \text{ кНм};$$

Определяем изгибающий момент в точке С дважды, т. к. в точке С приложен сосредоточенный момент и на эпюре изгибающих моментов должен быть скачок на величину этого момента:

Рассекаем в точке С слева от точки С, отбрасываем правую от полученного сечения часть и определяем моменты сил, приложенных к оставшейся части:

$$M_{xC}^{\text{слева}} = -F_1 \cdot OC + R_B \cdot BC = -18 \cdot 9 + 10 \cdot 4 = -122 \text{ (кН м)}$$

Рассекаем в точке С справа от точки С, отбрасываем правую от полученного сечения часть и определяем моменты сил, приложенных к оставшейся части:

$$M_{xC}^{\text{справа}} = -F_1 \cdot OC + R_B \cdot BC + M_2 = -18 \cdot 9 + 10 \cdot 4 + 10 = -112 \text{ (кН м)};$$

$$M_{xD} = 20 \text{ (кНм) (по правилу концевого сечения)}$$

5. Определяем положение наиболее опасного сечения (анализируя ЭМ_х) :
наиболее опасное сечение В, т.к. $M_{x\max} = 122 \text{ кНм} = M_B$.

6. Проверка прочности наиболее опасного сечения:

6.1 сечение – прямоугольник с заданным соотношением сторон.

Используя формулу
$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{50 \cdot 80^2}{6} = 53333 \text{ (мм}^3\text{)},$$

проверяем прочность балки по условию прочности:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{x\max}}{W_x} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_{\max} = \frac{122 \cdot 10^6}{53333} = 228,0 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Вывод: прочность балки не обеспечена, т. к.

$$\sigma_{\max} = 228,0 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$$

6.2. сечение – круг:

Используя формулу $W_x = 0,1 d^3 = 0,1 \cdot 90^3 = 72900 \text{ мм}^3$

Проверяем прочность балки:

$$\sigma_{\max} = \frac{122 \cdot 10^6}{72900} = 267,3 \left(\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \right)$$

Вывод: прочность не обеспечена, т.к. $\sigma_{\max} = 267,3 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$

Задание: Проверить прочность стальной балки (рис2), если $[\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$. В случае нарушения прочности предложить возможные варианты обеспечения прочности. Исходные данные принять в соответствии с вариантом.

Таблица. Исходные данные к практической работе №14

№в ар	Параметры						схема	Поперечное сечение
	m, кНм	F, кН	q, кН/м	a, м	b, м	c, м		
1	15	60	4	0,5	1,5	1,5	А	Круг, d=50мм
2	17	65	5	0,6	1,6	1,7	Б	Кольцо d=70мм d0=60мм
3	19	70	6	0,8	1,8	1,9	В	Прямоугольник h=80мм, b=40мм
4	20	75	7	0,9	1,9	2	Г	Квадрат, a=40мм
5	21	80	8	01	2	2,1	Д	Круг, d=70мм
6	23	85	9	1	1	1,8	Е	Кольцо d=60мм d0= 50мм
7	24	90	10	1,1	2,3	2,7	А	Прямоугольник h= 60мм, b=40мм
8	25	95	11	0,9	2,1	2,5	В	Квадрат a= 50мм
9	26	100	12	0,6	2,5	2,6	Г	Круг, d=60мм
10	28	105	13	0,8	2,3	2,4	Д	Кольцо d=50мм d0=45мм
11	15	28	6	1	1,2	2,5	Е	Прямоугольник h=70мм b=30мм
12	17	29	9	0,8	1,5	2,8	А	Прямоугольник h= 58мм b=30мм
13	19	34	7	0,7	1,6	2,6	Б	Круг, d=60мм
14	20	25	8	0,4	1,5	2,8	В	Кольцо d=75мм

								$d_0=65\text{мм}$
15	21	42	5	0,5	1,6	2,8	Г	Прямоугольник $h=45\text{мм}$ $b=25\text{мм}$
16	23	56	4	0,8	1,7	2,4	Д	Квадрат $a=60\text{мм}$
17	25	45	9	0,6	1:	2	Е	Круг, $d=50\text{мм}$
18	26	36	2	0,8	1,2	2,2	А	Кольцо $d=70\text{мм}$ $d_0=60\text{мм}$
19	28	35	4	0,5	1,8	2.1	Б	Прямоугольник $h=70\text{мм}$ $b=50\text{мм}$
20	24	64	7	0,6	1,4	2,5	В	Квадрат $a=80\text{мм}$
21	32	85	6	0,5	1,1	2	Г	Круг, $d=70\text{мм}$
22	28	76	10	0,6	1,2	,2.1	Д	Квадрат $a=50\text{мм}$
23	17	45	4	0.7	1,3	2.2	Е	Кольцо $d=80\text{мм}$ $d_0=70\text{мм}$
24	35	58	5	0,8	1.4	2.3	А	Прямоугольник $h=45\text{мм}$ $b=25\text{мм}$
25	27	98	6	0,9	1.5	2,4	Б	Круг, $d=65\text{мм}$
26	38	68	7	1,0	1,6	2,5	В	Кольцо $d=50\text{мм}$ $d_0=40\text{мм}$
27	34	100	8	0,4	1,7	2,6	Г	Прямоугольник $h=48\text{мм}$ $b=25\text{мм}$

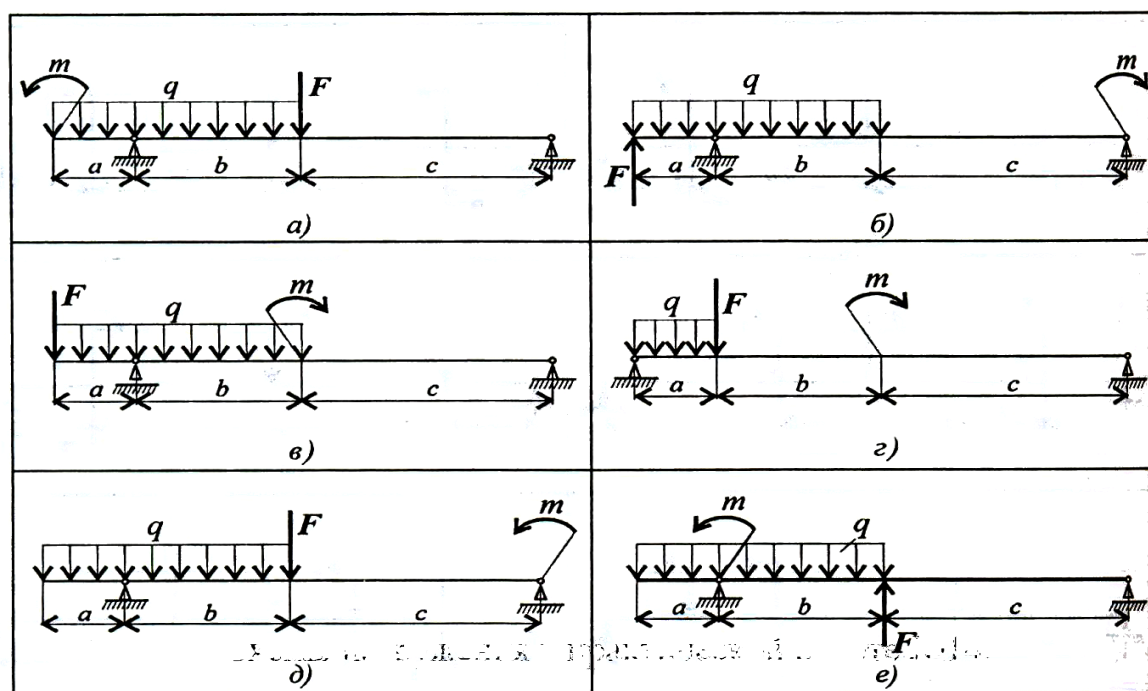


Рисунок 2. Схемы нагружения к практической работе №14.

Контрольные вопросы:

1. Какие внутренние силовые факторы возникают в поперечном сечении при поперечном изгибе?
2. Записать формулы для определения поперечной силы и изгибающего момента в любом поперечном сечении
3. Как определить величину поперечной силы и изгибающего момента в концевом сечении?
5. Сформулируйте сущность проверочного и проектного расчетов на прочность при изгибе?
6. Запишите условие прочности при изгибе.
7. Укажите возможные варианты обеспечения прочности элементов конструкций.

Ход выполнения работы

1. Связи заменить реакциями связей.
2. Определить реакции связей, составив уравнения равновесия для плоской произвольной системы сил.
3. Выполнить проверку правильности определенных реакций.
4. Определить вид эпюры поперечных сил на каждом участке в зависимости от внешней нагрузки, вычислить величину поперечных сил в характерных точках и построить эпюру поперечных сил.
5. Определить вид эпюры изгибающих моментов на каждом участке в зависимости от внешней нагрузки, вычислить величину изгибающих моментов в характерных точках и построить эпюру изгибающих моментов.
6. Определив положение наиболее опасного сечения (по эпюре изгибающих моментов) выполнить проверочный расчет на прочность.
7. Проанализировать полученный результат.
8. Предложить варианты обеспечения прочности (при необходимости).
9. Ответить на контрольные вопросы.

10.Сформулировать вывод по работе.

Отчет по работе.

Практическая работа №14.

Расчет на прочность при изгибе

Цель:

- 1.Схема нагружения.
2. Исходные данные.
- 3 .Определение реакций связей.
- 4.Проверка правильности определенных реакций.
- 5.Определение величины поперечных сил в характерных точках и построение эпюры поперечных сил.
- 6.Определение величины изгибающих моментов в характерных точках и построение эпюры изгибающих моментов.
- 7.Определение положения наиболее опасного сечения.
- 8.Выполнение проверочного расчета балки на прочность.
- 9.Анализ полученного результата.
- 10.Ответы на контрольные вопросы.
11. Вывод по работе.

Практическая работа №15.

Расчет бруса круглого поперечного сечения при совместном действии изгиба и кручения.

Цель: освоение методики расчета элементов конструкции при сложном виде нагружения.

Умения: определять напряжения в конструктивных элементах.

Знания: методика расчета элементов конструкций на прочность.

Теоретический материал.

В случае расчета круглого бруса при действии изгиба и кручения необходимо учитывать нормальные и касательные напряжения, т. к. максимальные значения напряжений в обоих случаях возникают на поверхности. Расчет следует вести по теории прочности, заменяя сложное напряженное состояние равноопасным простым по одной из гипотез прочности.

Условие прочности в этом случае имеет вид

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W_x} \leq [\sigma]$$

где $M_{\text{экв}}$ — эквивалентный момент.

По гипотезе наибольших касательных напряжений (иначе — третья гипотеза)

$$M_{\text{ЭКВIII}} = \sqrt{(M_u^2 + M_K^2)}$$

По гипотезе потенциальной энергии формоизменения (иначе — пятая гипотеза)

$$M_{\text{ЭКВV}} = \sqrt{(M_u^2 + 0,75M_K^2)}$$

В обеих формулах M_K и M_u — соответственно крутящий и суммарный изгибающий моменты в рассматриваемом сечении вала. Числовое значение суммарного изгибающего момента равно геометрической сумме изгибающих моментов, возникающих в наиболее опасном сечении от вертикально и горизонтально действующих внешних сил, т. е.

$$M_u = \sqrt{(M_X^2 + M_Y^2)} \quad M_{\text{ЭКВIII}} = \sqrt{(M_X^2 + M_Y^2 + M_Z^2)};$$

$$M_{\text{ЭКВV}} = \sqrt{(M_X^2 + M_Y^2 + 0,75 \cdot M_Z^2)}$$

Осевой момент сопротивления, являясь геометрической характеристикой прочности, зависит от формы и размеров поперечного сечения:

а) для круглого поперечного сечения

$$W_x = 0,1 \cdot d^3;$$

в) для кольцевого поперечного сечения

$$W_x = 0,1 \cdot d^3 \cdot (1 - \alpha^4)$$

Пример: Стальной вал постоянного поперечного сечения, диаметром $d=60\text{мм}$, с двумя зубчатыми колесами (рис. 1), передает мощность $P=15\text{кВт}$ при угловой скорости $\omega=30\text{рад/с}$. Проверить прочность вала по двум вариантам: а) используя третью гипотезу прочности; б) используя пятую гипотезу прочности. Сделать вывод о рациональности назначенного размера поперечного сечения, приняв: $[\sigma] = 160\text{ МПа}$; $F_{r1}=0,4F_1$; $F_{r2}=0,4F_2$.

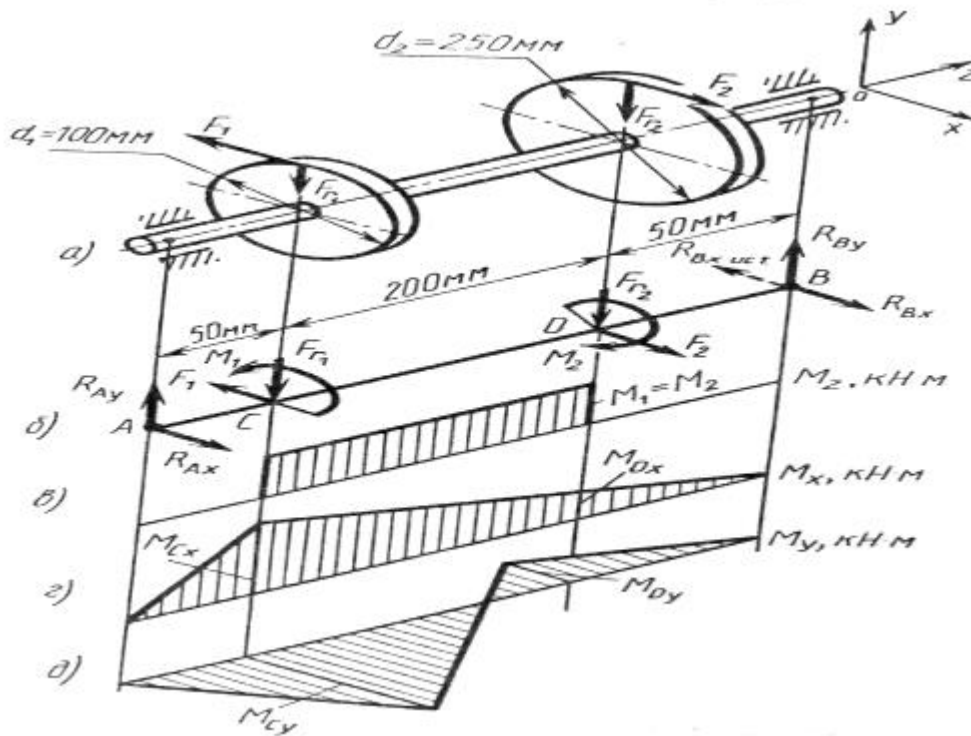


Рисунок 1, Расчетная схема к примеру.

Решение.

1. Составляем расчетную схему вала, приводя действующие на вал нагрузки к оси (рис. 1,б). При равномерном вращении вала $M_1=M_2$, где M_1 и M_2 - моменты скручивающих пар, которые добавляются при переносе сил F_1 и F_2 на ось вала.

2. Определяем вращающий момент, действующий на вал:

$$M_1 = M_2 = \frac{P}{\omega} = \frac{15 \cdot 10^3}{30} = 0,5 \cdot 10^3 (\text{Нм})$$

3. Вычислим нагрузки, приложенные к валу:

$$F_1 = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 10^3}{0,1} = 10^4 (H) = 10 \kappa H;$$

$$F_{r1} = 0,4F_1 = 0,4 \cdot 10 = 4 (\kappa H);$$

$$F_2 = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 10^3}{0,25} = 4 (\kappa H);$$

$$F_{r2} = 0,4F_2 = 0,4 \cdot 4 = 1,6 (\kappa H)$$

4. Определяем реакции опор в вертикальной плоскости (рис. 1б) :

$$\Sigma M_A = 0; F_{r1} \cdot AC + F_{r2} \cdot AD - R_{BY} \cdot AB = 0;$$

$$R_{BY} = \frac{F_{r1} \cdot AC + F_{r2} \cdot AD}{AB} = \frac{4 \cdot 0,05 + 1,6 \cdot 0,25}{0,3} = 2 (\kappa H);$$

$$\Sigma M_B = 0; R_{AY} \cdot AB - F_{r1} \cdot BC - F_{r2} \cdot DB = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{F_{r1} \cdot BC + F_{r2} \cdot DB}{AB} = \frac{4 \cdot 0,25 + 1,6 \cdot 0,05}{0,3} = 3,6 (\kappa H);$$

$$\Sigma F_{iy} = R_{AY} - F_{r1} - F_{r2} + R_{by} = 3,6 - 4 - 1,6 + 2 = 0.$$

$\Sigma Y = 0$, следовательно, R_{AY} и R_{BY} найдены правильно.

5. Определяем реакции опор в горизонтальной плоскости (рис. 1б)

$$\Sigma M_A = 0; F_1 \cdot AC - F_2 \cdot AD - R_{RX} \cdot AB = 0;$$

$$R_{RX} = \frac{F_1 \cdot AC - F_2 \cdot AD}{AB} = \frac{10 \cdot 0,05 - 4 \cdot 0,25}{0,3} = -1,66 (\kappa H)$$

Знак минус указывает, на то, что истинное направление реакции противоположно выбранному (рис. 1, б):

$$\Sigma M_B = 0; R_{AX} \cdot AB - F_1 \cdot BC + F_2 \cdot DB = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{F_1 \cdot BC - F_2 \cdot DB}{AB} = \frac{10 \cdot 0,25 - 4 \cdot 0,05}{0,3} = 7,66 (\kappa H);$$

$$\Sigma X = 0; R_{AX} - F_1 + F_2 - R_{BX} = 7,66 - 10 + 4 - 1,66 = 0.$$

$\Sigma X = 0$, следовательно, R_{AX} , и R_{BX} , найдены верно.

7. Строим эпюру крутящих моментов M_z (рис. 1, в).

$$M_z = M_1 = 0,5 \kappa H м$$

8. Определяем в характерных сечениях значения изгибающих моментов M_x в вертикальной плоскости и M_y в горизонтальной плоскости и строим эпюры ΣM_x , ΣM_y (рис. 1г, д):

$$M_{Cx} = R_{Ay} \cdot AD = 3,6 \cdot 0,005 = 0,18 \text{ кНм};$$

$$M_{Dx} = R_{Ay} \cdot AD - F_{rI} \cdot CD = 3,6 \cdot 0,25 - 4 \cdot 0,2 = 0,1 \text{ кНм};$$

$$M_{Cy} = R_{Ax} \cdot AC = 7,66 \cdot 0,05 = 0,383 \text{ кНм};$$

$$M_{Dy} = R_{Ax} \cdot AD - F_{rI} \cdot CD = 7,66 \cdot 0,25 - 10 \cdot 0,2 = -0,085 \text{ кНм};$$

9. Вычисляем значение изгибающих моментов в предполагаемых опасных сечениях С и Д:

$$M_{IC} = \sqrt{(M_{xС}^2 + M_{yС}^2)} = \sqrt{(0,18^2 + 0,383^2)} = 0,423 \text{ (кНм)};$$

$$M_{ID} = \sqrt{(M_{xD}^2 + M_{yD}^2)} = \sqrt{(0,1^2 + 0,085^2)} = 0,13 \text{ (кНм)}$$

Так как в данном примере значение суммарного изгибающего момента в сечении С больше, чем в сечении D, то сечение С и является опасным.

10. Определяем эквивалентный момент в сечении С.

Вариант а) по гипотезе максимальных касательных напряжений

$$M_{эквIII} = \sqrt{(M_{xС}^2 + M_{yС}^2 + M_{zС}^2)} = \sqrt{(0,18^2 + 0,383^2 + 0,5^2)} = 0,655 \text{ (кНм)}$$

Вариант б) по гипотезе удельной энергии формоизменения

$$M_{эквIV} = \sqrt{(M_{xС}^2 + M_{yС}^2 + 0,75M_{zС}^2)} = \sqrt{(0,18^2 + 0,383^2 + 0,75 \cdot 0,5^2)} = 0,605 \text{ (кНм)}$$

8. Определяем осевой момент сопротивления поперечного сечения

$$W_x = 0,1d^3 = 0,1 \cdot 60^3 = 21600 \text{ (мм}^3\text{)}$$

9. Проверяем прочность вала: по варианту а)

$$\sigma_{эквIII} = \frac{M_{эквIII}}{W_x} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_{эквIII} = \frac{0,655 \cdot 10^6}{21600} = 30,24 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = 30,24 \text{ МПа} < [\sigma] = 160 \text{ МПа}$$

Вывод: прочность вала обеспечена, но диаметр вала завышен, т.к. имеет место большая недогрузка.

по варианту б)
$$\sigma_{эквIV} = \frac{M_{эквIV}}{W_x} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_{эквIV} = \frac{0,605 \cdot 10^6}{21600} = 28 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = 28 \text{ МПа} < [\sigma] = 160 \text{ МПа}$$

Вывод: прочность вала обеспечена, но диаметр вала завышен, т.к. имеет место большая недогрузка.

Задание к практической работе №15.

Для стального вала постоянного поперечного сечения (рис.2), диаметром d , передающего мощность P при угловой скорости ω определить реакции подшипников в вертикальной и горизонтальной плоскостях, построить эпюры крутящих и изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях, проверить прочность вала, приняв $[\sigma] = 60 \text{ МПа}$ (используя гипотезу максимальных касательных напряжений для вариантов 1-15; гипотезу удельной энергии формоизменения для вариантов 16-30).

Таблица Исходные данные к практической работе 15.

№ схемы	вариант	P кВт	ω рад/с	dвала, мм	№ схемы	вариант	P кВт	ω рад/с	dвала, мм
1	1	6	22	25	6	16	3	25	28
2	2	8	36	28	7	17	8	48	50
3	3	10	40	30	8	18	10	50	55
4	4	9	30	34	9	19	12	40	45
5	5	3	45	38	10	20	22	24	34
6	6	20	50	40	1	21	20	60	65
7	7	12	68	45	2	22	20	22	28
8	8	5	20	48	3	23	9	36	34
9	9	3	50	50	4	24	8	42	40
10	10	12	48	45	5	25	15	35	36
1	11	10	30	45	6	26	5	40	25
2	12	20	80	65	7	27	6	36	28
3	13	15	45	40	8	28	7	35	25
4	14	12	38	35	9	29	12	24	30
5	15	14	18	28	10	30	15	15	25

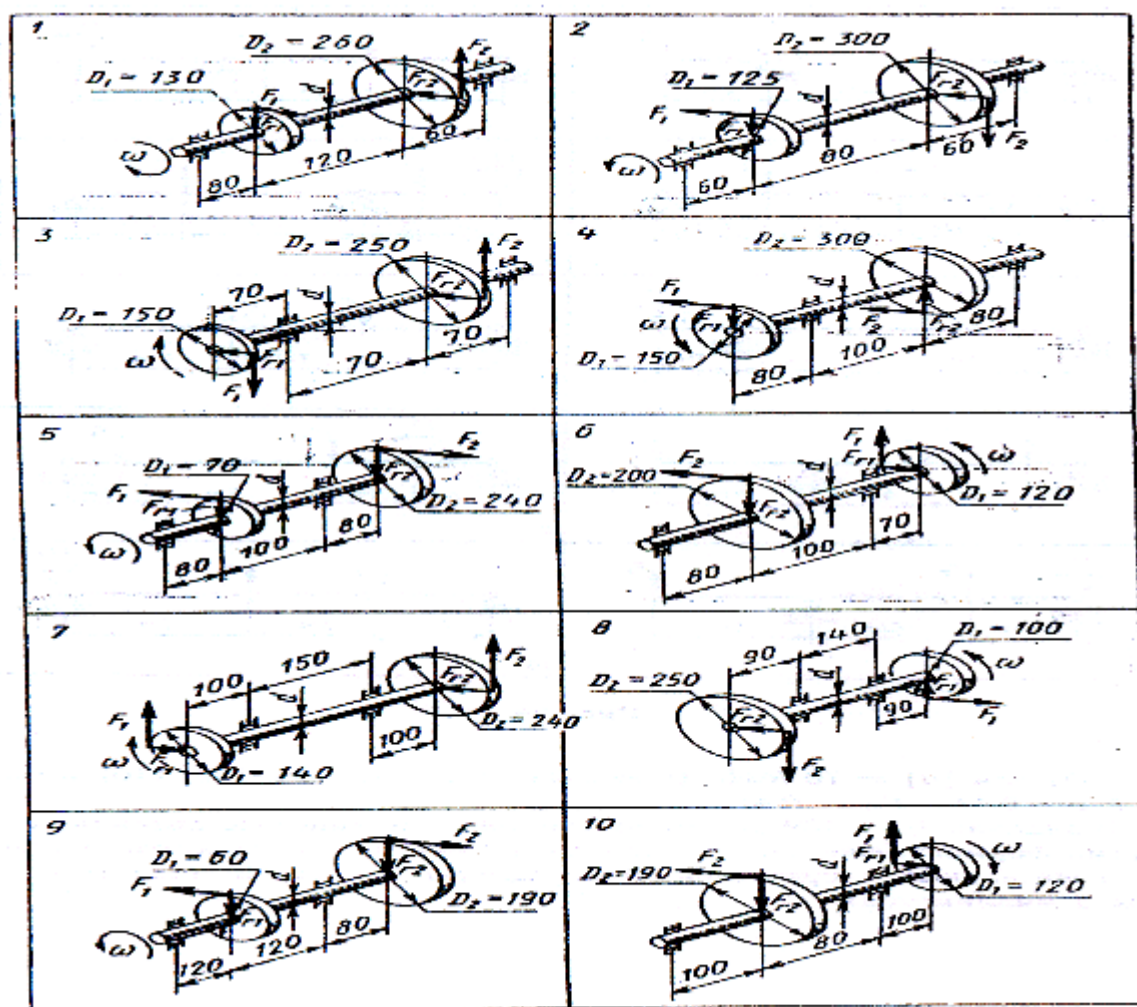


Рисунок 2. Схемы нагружения к практической работе №15.

Контрольные вопросы.

1. Какие виды нагружения испытывает рассмотренный вал?
2. Укажите силы на схеме нагружения вызывающие кручение? изгиб?
3. Назовите гипотезы прочности, которые могут быть использованы для расчета редукторного вала круглого поперечного сечения.
4. Запишите условия прочности для расчета элементов конструкции на совместное действия изгиба и кручения.

Ход выполнения работы.

1. Привести действующие на вал нагрузки к его оси, освободить вал от опор, заменив их действие реакциями в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

2. По заданной мощности P и угловой скорости ω определить вращающие

моменты, действующие на вал $M = \frac{P \cdot 10^3}{\omega}, \text{ Нм}$

3. Вычислить нагрузки F_l, F_{rl}, F_2, F_{r2} , приложенные к валу:

$$F_1 = \frac{2M}{D_1}; \quad F_2 = \frac{2M}{D_2}; \quad F_{r1} = 0,4 \cdot F_1; \quad F_{r2} = 0,4 \cdot F_2$$

4. Составить уравнения равновесия всех сил, действующих на вал, отдельно в вертикальной плоскости и отдельно в горизонтальной плоскости и определить реакции опор в обеих плоскостях

5. Построить эпюру крутящих моментов \mathcal{M}_z .

6. Построить эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях (эпюры \mathcal{M}_x и \mathcal{M}_y).

7. Определить наибольшее значение эквивалентного момента в наиболее опасном сечении по одной из гипотез прочности:

8. Определить осевой момент сопротивления:

9. Проверить прочность вала для наиболее опасного сечения по одной из гипотез прочности, используя условие прочности при изгибе.

10. Ответить на контрольные вопросы.

11. Сформулировать вывод по работе.

Отчет по работе.

Расчет бруса круглого поперечного сечения при совместном действии изгиба и кручения.

Цель:

1. Задание к практической работе.

2. Приведение действующих на вал нагрузок к его оси, освобождение вала от опор, заменив их действие реакциями в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

3. Определение вращающих моментов, действующие на вал.

4. Вычисление нагрузок F_l, F_{rl}, F_2, F_{r2} , приложенных к валу:

5. Составление уравнений равновесия всех сил, действующих на вал, отдельно в вертикальной плоскости и отдельно в горизонтальной плоскости и определение реакций опор в обеих плоскостях

5. Построение эпюры крутящих моментов \mathcal{M}_z .

6. Построение эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях (эпюры \mathcal{M}_x и \mathcal{M}_y).

7. Определение наибольшего значения эквивалентного момента в наиболее опасном сечении

8. Определение осевого момента сопротивления:

9. Проверка прочности вала для наиболее опасного сечения по одной из гипотез прочности, используя условие прочности при совместном действии изгиба и кручения.

10. Ответы на контрольные вопросы.

11. Вывод по работе.

Практическая работа №16.

Кинематический и динамический расчет многоступенчатого привода.

Цель: освоение методики кинематического и силового расчета многоступенчатого привода.

Умения: -читать кинематические схемы;

-производить расчеты механических передач; (определять виды механических передач, используемые в приводе; определять кинематические и силовые характеристики механических приводов);

Знания: виды механизмов, их кинематические и динамические характеристики (условные обозначения, используемые в кинематических схемах; формулы для определения передаточных отношений, КПД, мощности, вращающих моментов отдельных элементов и всего привода в целом).

Теоретический материал

Большинство современных машин создаются по схеме:

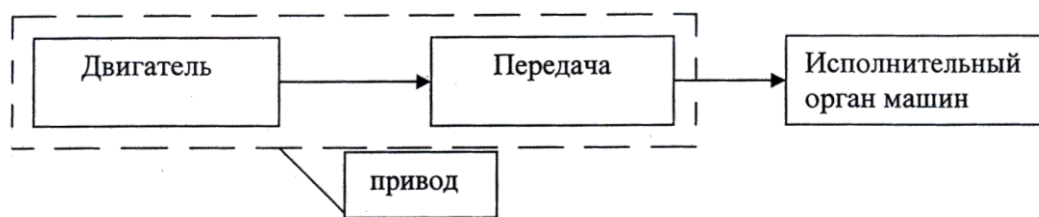


Рисунок 1. Схема привода в общем виде.

Механическая передача – механизм, служащий для передачи энергии на расстояние. Функции передачи: согласование скоростей исполнительных органов со скоростью двигателя; регулирование и реверсирование скорости исполнительного механизма, преобразование вращательного движения двигателя в поступательное движение исполнительного органа машины, приведение в движение нескольких исполнительных механизмов одновременно от одного двигателя. В каждой передаче различают ведущее звено (передающее движение) и ведомое (приводимое в движение от ведущего). Передача, состоящая из нескольких пар ведущего и ведомого звеньев, называется многоступенчатой.

Механическая передача имеет ряд кинематических и силовых характеристик

К кинематическим характеристикам механической передачи относятся:

- угловая скорость ω , с^{-1} ;
- частота вращения n , мин^{-1} ;
- окружная скорость V , м/с ;
- передаточное отношение u .

Передаточное отношение – безразмерная величина, показывающее во сколько раз передача изменяет скорость вращения

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Передача, понижающая скорость ($u > 1$), называется редуктором. Для многоступенчатой передачи

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n$$

где u_1, \dots, u_n – передаточные отношения отдельных ступеней.

К динамическим характеристикам относятся:

- мощность P , Вт

$$P = M \cdot \omega$$

- вращающий момент M , Нм

$$M = P / \omega$$

- коэффициент полезного действия, $\eta \equiv \frac{P_{\text{полез.}}}{P_{\text{затрач}}}$

КПД многоступенчатой передачи

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n$$

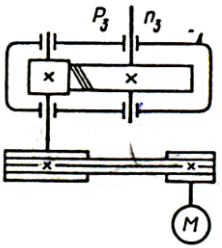
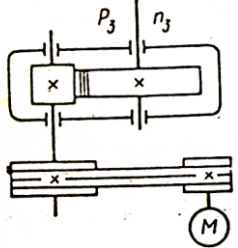
где $\eta_1 \dots, \eta_n$ - КПД каждой кинематической пары (зубчатой, ременной, цепной) а также других звеньев привода (подшипников, муфты) и т. д.

Задание к практической работе:

Для заданной схемы привода (табл.1) в соответствии с вариантом выбрать электродвигатель, выполнить кинематический и динамический расчет привода.

Таблица1. Варианты заданий к практической работе №16.

№п/п	Мощность на выходе привода, $P_{\text{вых}}$, кВт	Частота вращения выходного вала привода $n_{\text{вых}}$, мин ⁻¹	Кинематическая схема привода
1	4,6	130	
2	3,2	118	
3	1,8	80	
4	3,4	140	
5	2,5	100	
6	4,5	95	
7	2,5	60	
8	1,7	120	
9	2,3	130	
10	3,3	80	
11	4,6	120	
12	3,3	100	
13	4,5	100	
14	1,8	90	
15	2,5	85	

16	1,7	112	
17	3,2	160	
18	4,5	110	
19	4,4	150	
20	5,2	130	
21	4,3	40	
22	3,4	50	
23	4,5	30	
24	6	30	
25	3,5	50	

Контрольные вопросы.

1. Перечислите кинематические характеристики механической передачи.
2. Поясните физический смысл передаточного отношения и запишите формулы для его определения через кинематические и геометрические параметры ведущего и ведомого элементов.
3. Как определяется передаточное отношение многоступенчатого привода?
4. Выберите соотношение между геометрическими, кинематическими и силовыми параметрами ведущего и ведомого элементами зубчатого редуктора:
 а) $u > 1$ б) $z_1 > z_2$ в) $w_1 > w_2$ г) $P_1 > P_2$ д) $M_1 > M_2$
 $u < 1$ $z_1 < z_2$ $w_1 < w_2$ $P_1 < P_2$ $M_1 < M_2$
5. Перечислите силовые характеристики механической передачи?
6. Поясните физический смысл КПД и запишите формулу его определения для механического привода?

Ход выполнения работы

1. Выбрать электродвигатель.

- 1.1. Определить КПД привода $\eta = \eta_{\text{ц}}^a \cdot \eta_{\text{р}}^b \cdot \eta_{\text{з}}^c \cdot \eta_{\text{н}}^e, (I)$

где $\eta_{\text{ц}}, \eta_{\text{р}}, \eta_{\text{з}},$ – КПД соответственно цепных, ременных, зубчатых, передач,
 пар подшипников /табл.2/

a,b,c,e- количество соответственно ценных, ременных, зубчатых, передач, пар подшипников.

Примечание: составляющие формулы (1) определяются в зависимости от кинематической схемы привода.

1.2.Определить требуемую мощность двигателя, кВт
$$P_{тр.дв} = \frac{P_{вых}}{\eta} \quad (2)$$

Таблица2. Значения КПД механических передач

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая:		
цилиндрическая	0,96...0,97	0,93...0,95
коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Цепная	0,95...0,97	0,90...0,93
Ременная:		
плоским ремнем		0,96...0,98
клиновыми (поликлиновым) ремнями		0,95...0,97
Примечания: 1. Потери в подшипниках на трение оцениваются следующим коэффициентом: для одной пары подшипников скольжения принимаются $\eta_{вс}=0,98...0,99$. 2. Потери в муфте принимаются $\eta_m \approx 0,98$		

1.3.Определить возможное передаточное отношение привода /табл.3/

$$u_{воз} = u_z \cdot u_p \cdot u_{ц} \quad (3)$$

где u_z - передаточное отношение зубчатой передачи;

u_p – передаточное отношение ременной передачи ;

$u_{ц}$ – передаточное отношение цепной передачи

Примечание: составляющие формулы 3 определяются в зависимости от кинематической схемы привода.

Таблица 3. Рекомендуемые значения передаточных отношений

Закрытые зубчатые передачи (редукторы) одноступенчатые цилиндрические и конические (ГОСТ 2185— 66):					
1-й ряд - 2,0;	2,5;	3,15;	4,0;	5,0;	6,3;
2-й ряд-2,24;	2,8;	3,55;	4,5;	5,6;	7,1.
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.					
Закрытые червячные передачи (редукторы) одноступенчатые для червяка с числом витков $z=1; 2; 4$ (ГОСТ 2144-75):					
1-й ряд-10;	12,5;	16;	20;	25;	31,5;
2-й ряд-11,2;	14;	18;	22,4	28;	35,5.
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.					
Открытые зубчатые передачи: 3...7, закрытые зубчатые передачи: 3...6.					
Цепные передачи: 2...4					
Ременные передачи (все типы): 2...4					

1.4. Определить возможную частоту вращения вала двигателя

$$n_{\text{возм}} = n_{\text{вых}} \cdot u_{\text{возм}} \quad (4)$$

1.5. Выбрать стандартный электродвигатель /табл.4 /

Примечание: При выборе двигателя необходимо следовать рекомендациям:

- $P_{\text{дв}} > P_{\text{трдв}}$ (допустимая перегрузка до 5%)
- частоту вращения двигателя необходимо принимать таким образом, чтобы передаточные отношения передач привода оказались наиболее рациональными. При этом необходимо учесть, двигатели с большой частотой вращения (синхронной 3000 мин⁻¹) имеют низкий рабочий ресурс, а двигатели с частотой 750 мин⁻¹ весьма металлоемки. Поэтому их без особой необходимости применять не рекомендуется;
- необходимо выбрать следующие характеристики двигателя:

- $P_{\text{дв}}$, кВт

- $n_{\text{дв}}$ мин⁻¹

2. Выполнить кинематический расчет привода

2.1. Определить передаточное отношение привода

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}} \quad (5)$$

2.2. Произвести разбивку передаточного отношения по ступеням

2.2.1. Назначить передаточное отношение зубчатой передачи ($u_{\text{зп}}$) в соответствии с ГОСТ 2185-66 /табл.3/

2.2.2. Рассчитать передаточное отношение открытой передачи (ременной или цепной)

$$u_{\text{цп}} = u / u_{\text{зп}} \quad \text{или} \quad u_{\text{рп}} = u / u_{\text{зп}} \quad (6)$$

2.3. Определить частоту вращения валов привода n , мин⁻¹ с учетом кинематической схемы

2.4. Определить угловые скорости валов привода, с⁻¹

$$\omega = \pi n / 30 \quad (7)$$

Таблица 4. Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии 4А общепромышленного применения; закрытые, обдуваемые.

Номинальная мощ- ность	Синхронная частота вращения, об/мин							
	3000		1500		1000		750	
	Тип двигателя	Номинальная частота n_t , об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота n_{10} , об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота n_{1110} , об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота n_{750} , об/мин
0,25	4ААМ56В2У3	2760	4ААМ63А4У3	1370	4ААМ63В6У3	890	4АМ71В8У3	680
0,37	4ААМ63А2У3	2740	4ААМ63В4У3	1365	4АМ71А6У3	910	4АМ80А8У3	675
0,55	4ААМ63В2У3	2710	4АМ71А4У3	1390	4АМ71В6У3	900	4АМ80В8У3	700
0,75	4АМ71А2У3	2840	4АМ71В4У3	1390	4АМ80А6У3	915	4АМ90БА8У3	700
1,1	4АМ71В2У3	2810	4АМ80А4У3	1420	4АМ80В6У3	920	4АМ90БВ8У3	700
1,5	4АМ80А2У3	2850	4АМ80В4У3	1415	4АМ90Б6У3	935	4АМ100Б8У3	700
2,2	4АМ80В2У3	2850	4АМ90Б4У3	1425	4АМ100Б6У3	950	4АМ112МА8У3	700
3,0	4АМ90Б2У3	2840	4АМ100S4y3	1435	4АМ112МА6У3	955	4АМ112МВ8У3	700
4,0	4АМ100S2y3	2880	4АМ100Б4У3	1430	4АМ112МВ6У3	950	4АМ132S8y3	720
5,5	4АМГ00Б2У3	2880	4АМ112М4У3	1445	4АМ132S6y3	965	4АМ132М8У3	720
7,5	4АМ112М2У3	2900	4АМ132S4У3	1455	4АМ132М6У3	870	4АМ160S8y3	730

3. Выполнить динамический расчет привода

3.1. Определить мощность на валах привода (с учетом величины $P_{трдв}$ и потерь мощности в тех элементах привода, которые расположены на пути передачи мощности от двигателя до рассматриваемого вала).

$$P = P_{тр.} \cdot \eta, \text{ кВт} \quad (8)$$

3.2. Определить величину вращающих моментов на валах привода,

$$M = P \cdot 10^3 / \omega, \text{ нм} \quad (9)$$

4. Ответить на контрольные вопросы.

5. Сформулировать вывод по работе.

Отчет по работе

Практическая работа №16.

Кинематический и динамический расчет многоступенчатого привода.

Цель:

1. Кинематическая схема привода.

2. Исходные данные: $P_{вых} =$, кВт
 $n_{вых} =$, мин⁻¹

3. Выбор электродвигателя.

3.1. Определение КПД привода

3.2. Определение требуемой мощности двигателя

3.3. Определение возможного передаточного отношения привода

3.4. Определение возможной частоты вращения вала двигателя

3.5. Выбор стандартного электродвигателя

4. Кинематический расчет привода.

4.1. Определение фактического передаточного отношения привода

4.2. Разбивка передаточного отношения по ступеням

4.3. Определение частоты вращения валов привода, мин⁻¹

4.4. Определение угловой скорости валов привода, с⁻¹

5. Динамический расчет привода.

5.1. Определение мощности на валах привода, кВт

5.2. Определение вращающих моментов на валах привода, нм

6. Результаты расчета свести в таблицу 5.

Таблица 5. Результаты расчета

Параметр	Вал			
	зубчатой передачи		открытой передачи	
	ведущий	ведомый	ведущий	ведомый
Передаточное отношение u				
Частота вращения n , мин ⁻¹				
Угловая скорость, ω , сек ⁻¹				
Мощность, кВт				
Вращающий момент, нм				

7. Ответы на контрольные вопросы.

8. Вывод по работе:

Практическая работа №17

Расчёт цилиндрической зубчатой передачи на контактную прочность и напряжениям изгиба.

Цель: освоение методики проектного и проверочного расчетов зубчатой передачи на контактную и изгибную прочность

Умения: производить расчеты механических передач

Знания: основы расчетов механических передач..

Теоретический материал

Основными видами разрушения зубчатых передач являются усталостное разрушение боковой рабочей поверхности зубьев и поломка зубьев.

Сущность усталостного разрушения заключается в выкрашивании с рабочей поверхности зубьев мельчайших частиц металла. Основной причиной данного разрушения являются переменные контактные напряжения σ_H . Снижение вероятности усталостного разрушения возможно

при рациональном подборе материала зубчатых колес и проведении расчета геометрических размеров зубчатой передачи на контактную прочность, сущность которого сводится к ограничению величины контактных напряжений.

Поломка зуба связана с действием напряжений изгиба σ_F .

В современных методиках расчета зубчатых передач за основу принят расчет по контактным напряжениям, который позволяет установить основной параметр передачи - межосевое расстояние. Исходя из этого параметра определяются все остальные параметры передачи, а затем производится проверка изгибной прочности зубьев по напряжениям изгиба σ_F и при необходимости принимают меры по ее увеличению. Обычно это достигается увеличением модуля зацепления.

Величина геометрических размеров цилиндрической зубчатой передачи зависит, в первую очередь от выбора марки материала, из которого изготовлены элементы зубчатой пары

Выбор марки материала

Материалом для изготовления зубчатых колёс служат в основном термически обработанные стали. В зависимости от того, когда производится нарезание зубьев: после термообработки или до неё, зубчатые колёса по твёрдости поверхностей зубьев можно разделить на 2 группы:

- колёса с твёрдостью $< 350\text{HB}$, изготовленные из нормализованных или улучшенных сталей;
- колёса с твёрдостью $> 350\text{HB}$, изготовленные из сталей с объёмной закалкой, закалкой ТВЧ, цементацией и нитроцементацией с закалкой и т.д.

Колёса первой группы позволяют получать высокую точность зубьев без дорогих отделочных операций, хорошо прирабатываются, не подвержены хрупкому разрушению. Колёса этой группы применяют для передачи больших размеров, Материалы: углеродистые стали 35, 40, 45, 40Х, 35Л-55Л.

Вторая группа колёс подвергается термообработкам, позволяющим получать твёрдость 50...60HRC (1HRC~10HB). Для этой группы колёс нагрузочная способность увеличиваться более чем в 4 раза, но трудность заключается в том, что нарезание зубьев производится до термообработки, а после термообработки имеет место значительное коробление зубьев, для исправления которого требуются дополнительные дорогостоящие операции.

Для зубчатых колёс, работающих в паре (меньшее - шестерня) рекомендуют назначать одну и ту же марку стали и для лучшей приработки зубьев рекомендуется назначать твердость шестерни больше твёрдости колеса на (25..40) HB (табл.1).

Таблица 1. Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности σ_b , МПа	Предел текучести σ_t , МПа	Твердость, HB (средняя)	Термообработка
45	100-500	570	290	190	нормализация
45	До 90	780	440	230	улучшение
	90-120	730	390	210	
	Св. 120	690	340	200	
30ХГС	До 140	1020	840	260	
	Св 140	930	740	250	
40Х	До 120	930	690	270	
	120-160	880	590	260	
	Св 160	830	540	245	
40ХН	До 150	930	690	280	
	150-180	880	590	265	
	Св180	835	540	250	

Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения рассчитываются отдельно для шестерни и колеса по формуле:

$$\sigma_H = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL}}{[S_H]},$$

где σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости при базовом числе нагружения

/табл.2/

K_{HL} – коэффициент долговечности; если число циклов нагружения больше базового, то принимают $K_{HL} = 1$,

$[S_H]$ – коэффициент безопасности; $[S_H] = 1,1 \dots 1,2$ для колес из нормализованной и улучшенной стали.

Дальнейший расчёт на контактную прочность для прямозубых передач ведётся по колесу, для которого $[S_H]$ ниже; для косозубых и шевронных - по условному допускаемому напряжению:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]),$$

где $[\sigma_{H1}]$ – допускаемое контактное напряжение шестерни;

$[\sigma_{H2}]$ - допускаемое контактное напряжение колеса

Таблица 2. Предел контактной выносливости при базовом числе циклов.

Способ термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	σ_{Hlimb} , МПа
Нормализация или улучшение	HB < 350	Углеродистая и легированная сталь	2HB + 70
Объемная закалка	HRC 38 ... 50		18 HRC + 150
Поверхностная закалка	HRC 40...50		17 HRC + 200
Цементация и нитроцементация	HRC > 56	легированная	23HRC

Определение допускаемых изгибных напряжений.

Допускаемые изгибные напряжения рассчитываются отдельно для шестерни и колеса по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}^0}{[S_F]}$$

где σ_{Flimb}^0 -предел изгибной выносливости

/табл.3/

Таблица 3. Значение предела выносливости при отнулевом цикле изгиба σ_{Flimb}^0 и коэффициента безопасности $[S_F]'$

Марка стали	Термообработка	Твердость зубьев		σ_{Flimb}^0 , МПа	$[S_F]'$
		На поверх- ности	В серд- цевине		
40, 45, 50, 40X, 40XH, 40XФА	нормализация, улучшение	HB 180...350		1,8HB	1,75
40X, 40XH, 40XФА	объемная закалка	HRC 45...55		500...550	1,8

Коэффициент безопасности $[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$, где $[S_F]'$ - коэффициент безопасности, учитывающий нестабильность свойств материала /табл.3/;
 $[S_F]''$ - коэффициент безопасности, зависящий от способа получения заготовки зубчатого колеса: $[S_F]''=1$ - для поковок и штамповок; $[S_F]''=1,15$ - для проката; $[S_F]''=1,3$ - для отливок.

Геометрический расчёт передачи

Геометрические параметры зубчатой передачи определяют с учётом следующих рекомендаций:

- коэффициент ширины зубчатого венца по межосевому расстоянию $\Psi_{ва}$ выбирают в интервале:

$\Psi_{ва} = 0,125 \dots 0,25$ - для прямозубых колёс;

$\Psi_{ва} = 0,3 \dots 0,4$ - для косозубых колёс;

$\Psi_{ва} = 0,5 \dots 1,0$ - для шевронных колёс;

- угол наклона зубьев к образующей (β) предварительно принимают:

$\beta=10^\circ$ - для косозубых; $\beta=25^\circ$ - для шевронных;

- при уточнении угла наклона зубьев значение $\cos\beta$ необходимо определять с точностью до пяти значащих цифр после запятой;

- значение основных диаметров вычисляют с точностью до сотых долей миллиметра;

- минимальное число зубьев из условия отсутствия подрезания ножки зуба:

$Z_{\min}=17$ - для прямозубых колёс;

$Z_{\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta$ - для косозубых и шевронных.

После определения основных геометрических параметров, необходимо выполнить проверочный расчёт зубчатой передачи на контактную и изгибную прочность.

Задание для практической работы:

1. Выбрать марку материала шестерни и колеса
2. Определить величину допускаемых контактных и изгибных напряжений.
3. Выполнить проектный расчёт и проверочные расчёты на контактную и изгибную прочность зубчатой передачи. (*Исходными данными расчёта передачи являются результаты расчёта практической работы №16*):

- вращающий момент ведомого вала зубчатой передачи $M =$
- передаточное отношение зубчатой передачи $u =$
- угловая скорость ведущего вала зубчатой передачи $\omega =$
- характеристика зубчатой передачи по направлению зубьев -

Контрольные вопросы

1. Напишите рекомендации по выбору материала зубчатой пары.
2. Назовите факторы, влияющие на величину допускаемых контактных и изгибных напряжений.
3. В чем заключается сущность проверочного расчёта цилиндрической зубчатой передачи на контактную и изгибную прочность?
4. Какой параметр закрытой цилиндрической зубчатой передачи определяется в результате проектного расчёта на контактную прочность?

Ход выполнения работы

1. Выбрать марку материала, назначить термообработку и твердость для шестерни и колеса, результаты занести в таблицу 4.

Таблица.4 Материалы зубчатой передачи.

	Марка материала	термообработка	Твердость, НВ
Шестерня			
колесо			

2.Определить величину допускаемых контактных напряжений:

2.1. для шестерни

2.2. для колеса

2.3. напряжение, используемое в расчете

3. Определить величину допускаемых изгибных напряжений

3.1. для шестерни

3.2. для колеса

4.Определить геометрические размеры зубчатой передачи:

4.1. межосевое расстояние, мм

$$a_w = (u+1) \cdot K_a \cdot \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3 K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{BA} \cdot [\sigma_H]^2}},$$

где K_a –вспомогательный коэффициент. Для косозубых и шевронных передач $K_a = 43$, для прямозубых $K_a = 49,5$;

- $K_{H\beta}$ –коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, предварительно принять $K_{H\beta} = 1.15$

Полученное значение a_w **необходимо согласовать со стандартным рядом:**

1-ый ряд: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, , 800, 1000;

2-ой ряд: 71. 90, 112. 140, 180, 224, 280, 355. 450, 560, 710, 900,1120.

4.2. нормальный модуль зацепления, мм

$$m_n = (0, 01 \dots 0,02) a_w =$$

Окончательно **принять m_n по стандартному ряду:** (предпочтителен 1-ый ряд)

1-ый ряд: 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20;

2-ой ряд: 1.375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

4.3. предварительный угол наклона зубьев $\beta =$

4.4. суммарное число зубьев зубчатой передачи

$$z_{\Sigma} = 2 \cdot a_{\omega} \cdot \cos \beta / m_n =$$

4.5. число зубьев шестерни

$$z_1 = z_{\Sigma} / (u + 1) =$$

4.6. число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot u =$

4.7. уточнение угла наклона зубьев (для косозубых и шевронных)

$$\cos \beta = (z_1 + z_2) \cdot m_n / 2 \cdot a_{\omega} =$$

Примечание: округлить с точностью до пятого знака после запятой

4.8. делительные диаметры :

4.8.1. для косозубых и шевронных передач, мм

$$d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos \beta =$$

$$d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos \beta =$$

4.8.2. для прямозубых передач, мм

$$d_1 = m_n \cdot z_1 =$$

$$d_2 = m_n \cdot z_2 =$$

Примечание: округлить с точностью до второго знака после запятой

4.9. проверка межосевого расстояния

$$a_{\omega} = (d_1 + d_2) / 2 =$$

4.10. диаметры выступов, мм

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n =$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n =$$

4.11. диаметры впадин, мм

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n =$$

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

4.12. ширина зубчатых колес, мм

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{\omega} =$$

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} =$$

4.13. Проверочный расчет на контактную прочность

4.13.1. коэффициент ширины шестерни по диаметру

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$$

4.13.2. окружная скорость колес $V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2}$

4.13.3. проверка контактной прочности

$$\sigma_{H \max} = \frac{K}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{M \cdot 10^3 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\theta} \cdot (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma_H]$$

K - вспомогательный коэффициент: K=270 для косозубых и шевронных передач; K=310- для прямозубых передач;

K_{Hα} –коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями /табл.5/;

K_{Hβ} - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца /табл.6/;

K_{Hθ} – коэффициент динамичности /табл.7/

4.13.4. Сформулировать вывод о контактной прочности.

Таблица 5. Значение коэффициента K_{Hα}

Степень точности	Окружная скорость, м/с				
	До 1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1.04	1.05
7	1,02	1.05	1,07	1,1	1,12
8	1,06	1,09	1,13	-	-
Для прямозубых колес K _{Hα} =1					

Таблица 6. Значение коэффициента K_{Hβ}

Ψ _{bd}	0,4	0,6	0,8	1.0	1,2	1,4	1,6	1.8	2,0
K _{Hβ}	1,04	1,06	1,08	1,11	1,15	1,18	1,22	1,25	1,3

Таблица 7. Значение коэффициента $K_{H\alpha}$

передача	Твердость HВ, поверхности зубьев	Окружная скорость V, м/с			
		До 5	10	15	20
		Степень точности			
		8		7	
прямозубая	<350	1,05	-	-	-
	>350	1,1	-	-	-
косозубая, шевронная	<350	1,0	1,01	1,02	1,05
	>350	1,0	1,05	1,07	1,1

5. Выполнить проверочный расчет на изгиб.

5.1. Определить силы, действующие в зацеплении:

5.1.1. окружная сила $F_t = \frac{2M \cdot 10^3}{d}$

5.1.2. радиальная сила $F_r = \frac{F_t \cdot \tan \alpha}{\cos \beta}$

5.1.3. осевая сила $F_a = F_t \cdot \tan \beta$

5.2. Определить коэффициент ширины зубчатого колеса по диаметру

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$$

5.3. Определить окружную скорость колес и степень точности передачи

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 10^3}, \text{ м/с} \quad \text{/табл.8/}$$

Таблица 8. Степень точности передачи.

	Окружная скорость, V, м/с		
	До 5	До 10	Свыше 10
прямозубая	8		
косозубая, шевронная		8	7

5.4. Определить эквивалентное число зубьев для шестерни и колеса

$$Z_v = \frac{Z}{\cos \beta}$$

5.5. Определить коэффициент, учитывающий форму зуба Y_F /табл.9/

Таблица 9. Коэффициент формы зуба

Z_V	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100 и более
Y_F	4,28	4,09	3,9	3,8	3,7	3,66	3,62	3,61	3,61	3,6

5.6 Определить коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$

Коэффициенты: $K_{F\beta}$ / табл.10/, K_{FV} / табл.11/

Таблица 10. Значение коэффициента $K_{F\beta}$

Ψ_{bd}	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
$K_{F\beta}$	1,0	1,03	1,05	1,08	1,1	1,13	1,19	1,25	1,32

Таблица 11. Значение коэффициента K_{FV}

Степень точности	Окружная скорость, V, м/с		
	3	3 - 8	8 - 12,5
7	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
8	1,25/1,1	1,45/1,3	-/1,4
Примечание: в числителе – для прямозубых, в знаменателе – для косозубых			

5.7. Определить коэффициент угла наклона зубьев $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140}$

5.8. Определить коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями $K_{F\alpha} = 0,92$.

5.9. Выполнить проверочный расчет на изгиб для зубьев колеса, для которого отношение $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ больше:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

5.10. Оценить изгибную прочность передачи.

6. Ответить на контрольные вопросы.

7. Сформулировать вывод по практической работе.

Отчет по работе

Практическая работа №17

Расчёт цилиндрической зубчатой передачи на контактную прочность и напряжениям изгиба.

Цель:

1.Задание к практической работе.

2. Исходные данные:

- вращающий момент ведомого вала зубчатой передачи $M =$
- передаточное отношение зубчатой передачи $u =$
- угловая скорость ведущего вала редуктора $\omega =$
- характеристика зубчатой передачи по направлению зуба -

3 .Выбор марки материала, назначение термообработки и твердости

3.1.для шестерни

3.2.для колеса

4.Определение величины допускаемых контактных напряжений.

4.1.для шестерни

4.2.для колеса

4.3 расчетное контактное напряжение

5. Расчет допускаемых изгибных напряжений.

6.Расчёт геометрических размеров передачи(*результаты занести в таблицу 12)*

Таблица 12. Геометрические параметры зубчатых колес

	$m, \text{мм}$	z	$d, \text{мм}$	$d_f, \text{мм}$	$d_a, \text{мм}$	$b, \text{мм}$
ведущее						
ведомое						

7.Проверочный расчёт передачи на контактную прочность

8. Проверочный расчет на изгиб

9.Ответы на контрольные вопросы.

10. Вывод по работе.

Практическая работа № 18.

Расчет червячной передачи по контактным напряжениям.

Цель: освоение методики расчета червячной передачи.

Умения: производить расчеты механических передач

Знания: основы расчетов механических передач.

Теоретический материал.

Червячная передача — передача зацеплением со скрещивающимися осями валов. Передача движения происходит от червяка (однозаходного или многозаходного винта) к зубчатому колесу специальной формы и осуществляется по принципу винтовой пары.

В передаче возникает значительное взаимное *скольжение витков червяка по зубьям колеса*, что вызывает повышенный износ и значительное выделение теплоты.

В червячной паре слабым звеном является зуб червячного колеса. Могут происходить следующие повреждения:

- усталостное выкрашивание,
- износ поверхности,
- заедание,
- излом зуба.

Основными расчетами червячной передачи являются:

- расчет по контактным напряжениям:

- *проектный*, в результате которого *определяется межосевое расстояние*;

- *проверочный*, сущность которого заключается в *сравнении максимальных напряжений с допускаемыми напряжениями*;

-проверочный расчет на изгиб;

-тепловой расчет, который ограничивает температуру в зоне работы передачи.

При расчете червячной передачи задаются ориентировочными значениями скорости скольжения в передаче: $V_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{M_2}$.

В зависимости от скорости скольжения принимается марка материала венца червячного колеса и определяется величина допускаемого контактного напряжения:

-при скорости скольжения $V_s < 2\text{м/с}$ применяют серые чугуны, такие как СЧ15, СЧ20;

- при скорости скольжения $3\text{м/с} < V_s < 5\text{м/с}$ применяют безоловянистые бронзы, такие как БрО10Н1Ф1;

- при скорости скольжения $5\text{м/с} < V_s < 25\text{м/с}$ применяют оловянистые бронзы, такие как БрО10Н1Ф1.

Допускаемые контактные напряжения:

-для чугунов $[\sigma_H] = (175...200) - 35V_s$;

-для безоловянистых бронз и латуней $[\sigma_H] = (250...300) - 25V_s$;

- для оловянистых бронз $[\sigma_H] = (0,85...0,9) \cdot C_v \cdot \sigma_B$, где C_v -коэффициент, учитывающий скорость скольжения / табл 1 /

Таблица 1. Значение коэффициента C_v

$V_s, \text{м/с}$	< 1	2	3	4	5	6	7	> 8
C_v	1,33	1.21	1.11	1.02	0,95	0.88	0,83	0,8

Таблица 2. Механические характеристики материалов венцов червячных колес.

Материал венца червячного колеса	Способ отливки	Предел текучести, $\sigma_t, \text{Н/мм}^2$	Предел прочности $\sigma_B, \text{Н/мм}^2$	Предел прочности при изгибе $\sigma_{ви}, \text{Н/мм}^2$
СЧ15	в песок	-	-	320
СЧ20	в песок	-	-	360
БрАЖА9ЖЗЛ	в кокиль	195	490	-
БрА9ЖЗЛ	центробежный	200	500	-
БрА10Ж4Н4	центробежный	460	700	-
БрА10Ж4Н4	в кокиль	430	650	-

БрО10Ф1	в кокиль	150	260	-
БрО10Ф1	в песок	135	215	-
БрО10Н1Ф1	центробежный	165	285	-

Геометрический расчет передачи.

1. Число заходов червяка Z_1 /таб.3/

Таблица 3. Число заходов червяка в зависимости от передаточного отношения.

и	8...15	15...30	>30
Z_1	4	4	1

2. Число зубьев колеса $z_2 = Z_1 \cdot u$

3. Коэффициент диаметра червяка $q \geq 0,25 \cdot z_2$; (значения q стандартизированы, чаще всего q = 8; 10; 12,5; 16; 20)

4. Межосевое расстояние

$$a_{\omega} = \left(1 + \frac{z_2}{q}\right) \cdot \sqrt[3]{K_H \cdot M_2 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} \cdot [\sigma_H]}\right)^2},$$

K_H – коэффициент нагрузки, предварительно $K_H = 1,1$

5. Модуль зацепления $m = \frac{(1,5 \dots 1,7) \cdot a_{\omega}}{z_2}$, полученное значение модуля

согласуется со стандартным рядом: 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16 мм.

6. Уточнение межосевого расстояния $a_{\omega} = \frac{m(q + z_2)}{2}$

7. Делительные диаметры червяка и червячного колеса

$$d_1 = q \cdot m; \quad d_2 = m \cdot z_2$$

8. Диаметры выступов червяка и червячного колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m$$

9. Диаметры впадин червяка и червячного колеса

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m$$

10. Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{a2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$$

11. Длина нарезанной части червяка

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m \quad \text{при } z_1 = 1 \text{ или } z_1 = 2;$$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m \quad \text{при } z_1 = 3 \text{ или } z_1 = 4.$$

Для шлифуемых и фрезеруемых червяков величина b_1 должна быть увеличена: при $m < 10$ мм на 25 мм; при $m = 10 \dots 16$ мм на 35...40 мм; при $m > 16$ мм на 50 мм.

12. Делительный угол подъема витка $\gamma = \arctan \frac{Z_1}{q}$

13. Ширина венца червячного колеса $b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1}$

Проверочный расчет на контактную прочность.

1. Окружная скорость червяка $V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot 10^{-3} \cdot n_1}{60}$

2. Скорость скольжения $V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma}$

3. Коэффициент неравномерности распределения нагрузки

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{Z_2}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - x), \text{ где } \theta - \text{коэффициент деформации червяка /табл.4/}$$

Таблица 4. Значения коэффициента деформации червяка θ

Z_1	Коэффициент q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
3	51	76	106	132	148	170
4	47	70	98	122	137	157

x -коэффициент зависящий от характера изменения нагрузки, при постоянной нагрузке $x = 1$, при незначительных колебаниях нагрузки $x = 0,6$.

4. Коэффициент динамичности K_v /табл.5/

Таблица 5. Значение коэффициента динамичности K_v

Степень точности	Скорость скольжения V_s , м/с			
	До 1,5	Св. 1,5 до 3	Св. 3 до 7,5	Св. 7,5 до 12
6	-	-	1	1,1
7	1,0	1,0	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	-
Для редукторов общего назначения принимают 7 или 8 степени точности				

5. Коэффициент нагрузки $K_H = K_\beta \cdot K_v$

6. Оценка контактной прочности

$$\sigma_H = \frac{170 \cdot q}{Z_2} \cdot \sqrt{\frac{M_2 \cdot \left(\frac{Z_2}{q} + 1\right)^3 \cdot K_H}{a^3}} \leq [\sigma_H]$$

Задание к практической работе: Определить геометрические параметры червячной передачи с архимедовым червяком, если вращающий момент на червячном колесе M_2 , частота вращения червяка n_1 , передаточное отношение передачи u , нагрузка с небольшими толчками, (исходные данные принять по таблице 6 в соответствии с вариантом). Проверить контактную прочность передачи.

Таблица 6. Исходные данные к практической работе №18.

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
M_2 , Нм	340	280	220	350	400	290	360	520	370	460	480	630	600	450
n_1 , мин ⁻¹	3000					1500					1000			
u	8	10	12,5	20	25	12	10	8	20	25	12,5	15	18	25

Таблица 6 (продолжение). Исходные данные к практической работе №18.

№ вар.	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
M_2 , Нм	250	280	290	300	350	280	240	460	540	390	670	580	370	470
n_1 , мин ⁻¹	3000					1500					1000			
u	25	20	24	30	20	8	12,5	20	25	10	25	20	10	8

Контрольные вопросы.

1. Устройство и назначение червячной передачи?
2. Перечислите возможные виды разрушения червячной передачи.
3. Перечислите виды расчетов червячной передачи.
4. Перечислите геометрические размеры червячной передачи.
5. Сущность проектного расчета червячной передачи?
6. Сущность проверочного расчета червячной передачи?

Ход выполнения работы.

1. Рассчитать скорость скольжения.
2. Выбрать материал передачи.
3. Определить величину допускаемых контактных напряжений.
4. Рассчитать геометрические параметры передачи.
5. Выполнить проверочный расчет на контактную прочность.
6. Ответить на контрольные вопросы.
7. Сформулировать вывод по работе.

Отчет по работе.

Практическая работа №18.

Расчет червячной передачи по контактным напряжениям.

Цель:

1. Задание к практической работе.
2. Исходные данные:
3. Расчет скорости скольжения и выбор марки материала.
4. Расчет величины допускаемых контактных напряжений.
5. Расчет геометрических размеров передачи.
6. Проверочный расчет на контактную прочность.
7. Ответы на контрольные вопросы.
8. Вывод по работе.

Практическая работа № 19

Изучение конструкции цилиндрического редуктора

Цель: изучение конструкции цилиндрического редуктора, знакомство с порядком сборки и разборки редуктора, измерение основных габаритных, присоединительных и геометрических размеров, расчет основных параметров зубчатого зацепления.

Материальная база: цилиндрический редуктор, гаечные ключи, штангенциркуль, линейка.

Умения: производить расчеты механических передач

Знания: виды механизмов, основы конструирования

Теоретический материал

Редуктор –это закрытая механическая передача, служащая для передачи вращения от ведущего вала к ведомому с понижением скорости и повышением вращающего момента, передаточное отношение в редукторе –величина постоянная. В зависимости от вида входящих в него передач существуют зубчатые, червячные редукторы.

Зубчатые редукторы нашли широкое применение в машиностроительном оборудовании. В зависимости от вида используемой передачи различают цилиндрические редуктора с прямозубыми, косозубыми, шевронными передачами и конические редукторы.

В зависимости от расположения ведомого вала в пространстве редукторы выпускают в горизонтальном и вертикальном исполнении; в зависимости от числа ступеней различают одно- и многоступенчатые редукторы.

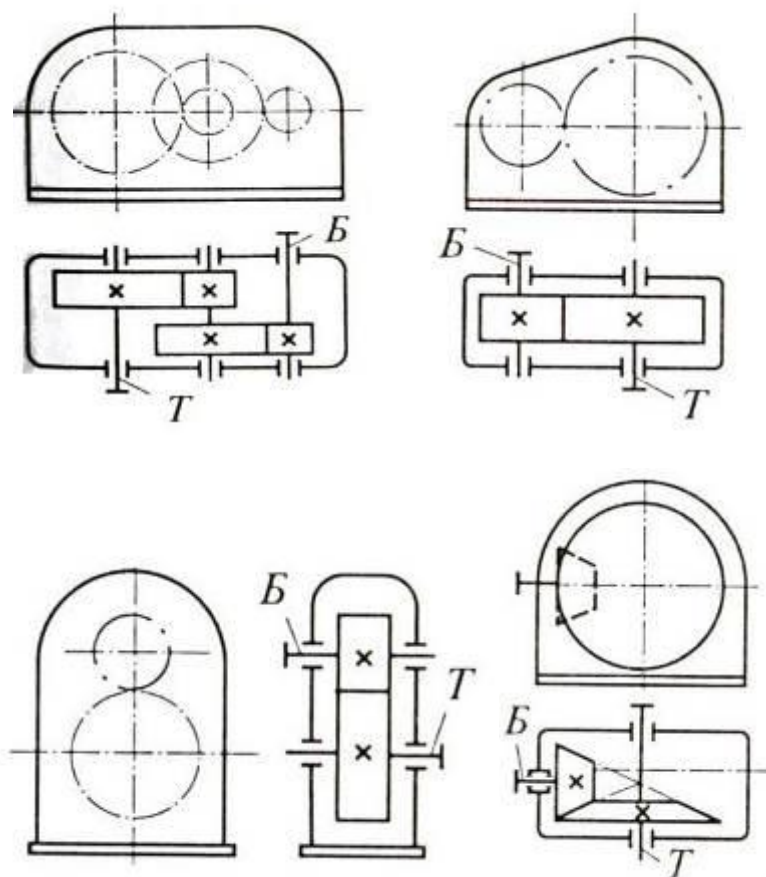


Рисунок 1. Кинематические схемы цилиндрических редукторов.

Основными элементами цилиндрического редуктора (рис.2) является цилиндрическая зубчатая передача, помещенная в литом корпусе 3 с разъемной крышкой 9, линия разъема которой совпадает с осями валов 5, на которые установлены зубчатые колеса 4, 15. Крышка редуктора к корпусу крепится с помощью болтов 6, соосность гнезд подшипников в корпусе и крышке осуществляется с помощью двух конических штифтов 13.

Вращающий момент от зубчатых колес к валам и наоборот осуществляется с помощью шпонок или шлицов. Валы устанавливаются на подшипниках качения 2, выбор типа которых зависит от вида зубчатой передачи, возникающей в передаче нагрузки и требований, предъявляемых к жесткости установки валов. Осевая фиксация подшипников осуществляется фланцевыми или врезными крышками 1 и набором металлических прокладок 14.

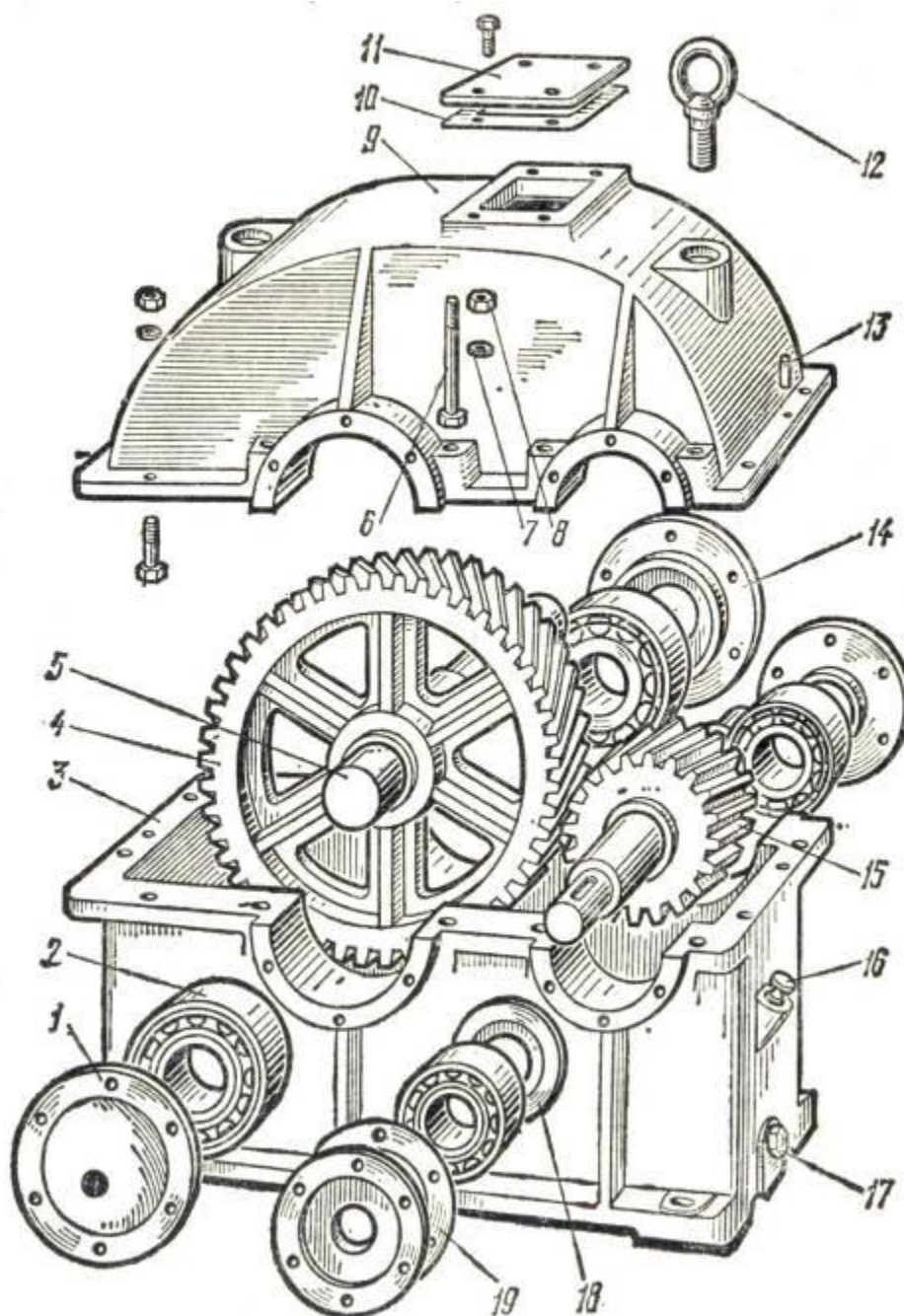


Рисунок 2. Редуктор цилиндрический зубчатый.

Смазка зацепления осуществляется погружением зубчатого колеса в масляную ванну на определенную глубину, а подшипников (чаще всего при небольших скоростях) – масляным туманом, образующимся при разбрызгивании масла. Для заливки масла и контроля состояния рабочих поверхностей зубчатых колес в крышке редуктора предусмотрено смотровое окно, закрытое крышкой 11; для контроля уровня и качества смазки предусмотрен жезловый

маслоуказатель 16; для слива смазки в корпусе редуктора имеется отверстие, заглушенное резьбовой пробкой17. для транспортировки предусмотрены рым-болты12.

Задание к практической работе:

1. Замерить габаритные, присоединительные размеры редуктора, геометрические параметры зубчатой пары.
2. Произвести разборку редуктора, изучить его конструкцию.
3. Определить геометрические размеры зубчатой пары.
4. Произвести сборку редуктора.

Контрольные вопросы

1. Назвать габаритные размеры редуктора.
2. Назвать и объяснить назначение присоединительных размеров редуктора.
3. Каким образом осуществляется осевая фиксация подшипников качения.
4. Как достигается соосность отверстий под подшипники в корпусе и крышке редуктора?
5. Назовите конструктивные элементы редуктора для заливки, слива и контроля уровня смазки в редукторе.

Ход выполнения работы

1. Вычертить кинематическую схему редуктора.
3. Замерить габаритные и присоединительные размеры. Результаты занести в таблицу 1.
4. Редуктор разобрать и описать порядок разборки.
5. Замерить геометрические параметры червяка и червячного колеса. Результаты занести в таблицу 2.
6. Рассчитать геометрические параметры червячной передачи.
7. Произвести сборку редуктора и последовательность сборки занести в отчёт.
8. Проанализировать результаты.
9. Ответить на контрольные вопросы.
10. Сделать вывод по работе.

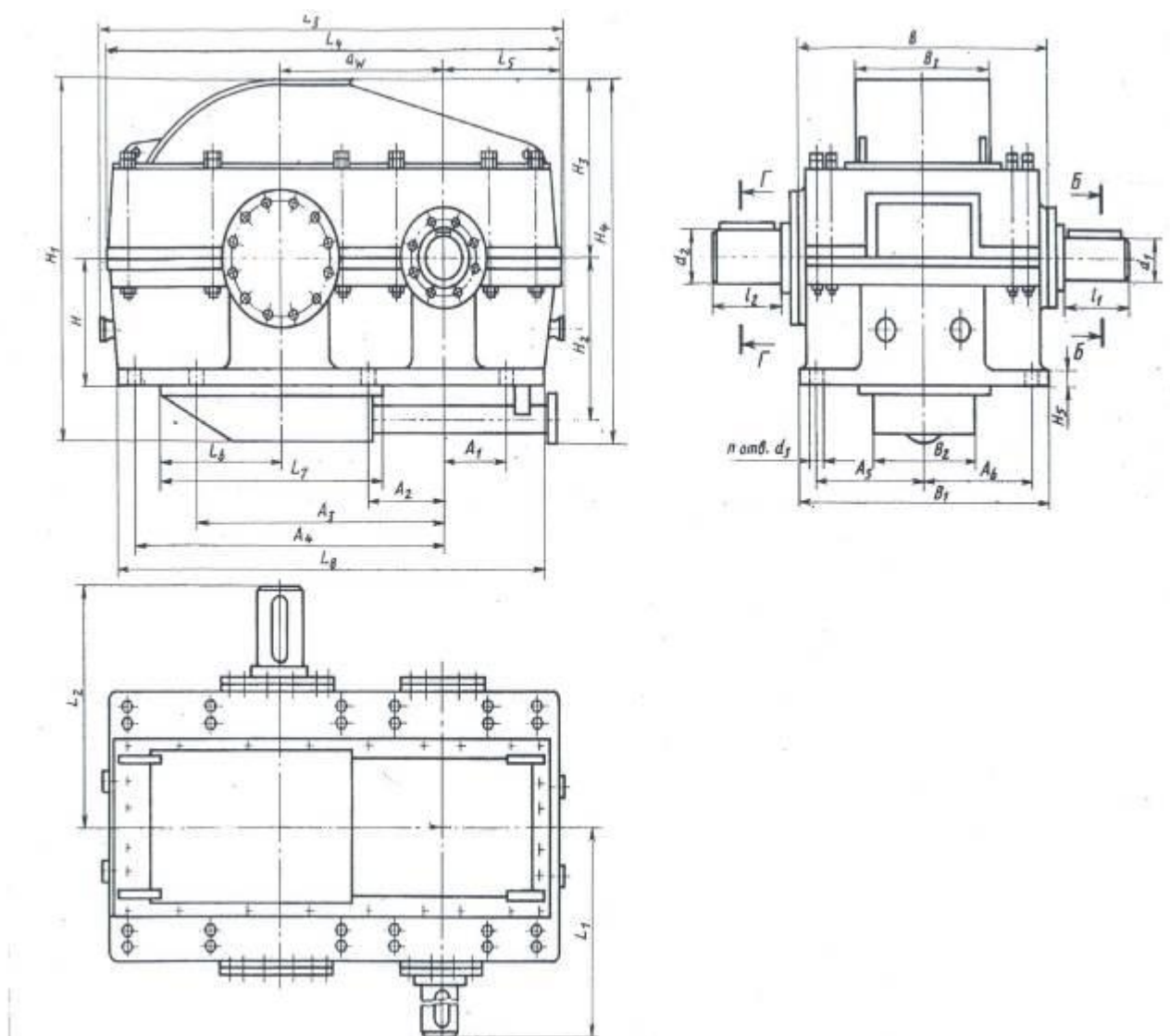


Рисунок 3. Габаритные и присоединительные размеры цилиндрического редуктора

Отчёт по работе

Практическая работа №20

Изучение конструкции червячного редуктора.

Цель:

Материальная база:

1. Тип редуктора
2. Кинематическая схема редуктора
3. Замеряемые габаритные и присоединительные размеры

Таблица 1 Габаритные и присоединительные размеры

№п/п	Наименование размеров	Обозначение	Величина
<i>Габаритные</i>			
1	Длина	L ₃	
2	<u>Ширина</u>	B	
3	<u>Высота</u>	H ₁	
<i>Присоединительные</i>			
1	Диаметр быстроходного вала	d ₁	
2	Вылет быстроходного вала	l ₁	
3	Диаметр тихоходного вала	d ₂	
4	Вылет тихоходного вала	l ₂	
5	Расстояние от опорной поверхности нижнего фланца до линии разъема редуктора	H	
7	Межосевое расстояние	a _w	
8	Толщина нижнего фланца	H	
9	Длина опорной поверхности нижнего фланца	L ₇	
10	Расстояние между осями отверстий под фундаментные болты	A ₁ A	
11	Диаметр отверстий под фундаментные болты	d ₅	

4. Порядок разборки редуктора.

5. Замеряемые геометрические параметры зубчатой пары.

Таблица 2. Замеряемые геометрические параметры червячной пары

№п/п	Наименование	Обозначение	Величина
1	Число зубьев шестерни	z ₁	
2	Число зубьев колеса	z ₂	
3	Диаметр выступов шестерни	d _{a1}	
4	Ширина венца колеса	b ₂	

6. Расчет параметров зубчатого зацепления

6.1 передаточное отношение

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

6.2. модуль зацепления

$$m = \frac{d_{a1}}{Z_1 + 2} \quad (\text{значение согласовать со}$$

стандартным рядом)

6.3. делительный диаметр шестерни	$d_1 = m \cdot z_1$
6.4. диаметр выступов шестерни	$d_{a1} = d_1 + 2m$
6.5. диаметр впадин шестерни	$d_{f1} = d_1 - 2,5m$
6.6. делительный диаметр колеса	$d_2 = m \cdot z_2$
6.7. диаметр выступов колеса	$d_{a2} = d_2 + 2m$
6.8. диаметр впадин колеса	$d_{f2} = d_2 - 2,5m$
6.9. межосевое расстояние	$a_{\omega} = \frac{d_1 + d_2}{2}$

Таблица 3. Сравнительный анализ замеренных и расчетных геометрических параметров элементов червячной пары

Параметры	d_{a1}	a_{ω}
Замеряемые		
Расчётные		

Ход выполнения работы

1. Установить тип редуктора:

- по расположению валов;
- по направлению зубьев.

2. Вычертить кинематическую схему редуктора.

3. Замерить габаритные и соединительные размеры. Результаты занести в таблицу 1.

4. Редуктор разобрать и описать порядок разборки.

5. Замерить геометрические параметры шестерни и колеса. Результаты занести в таблицу 2.

6. Рассчитать основные параметры зубчатого зацепления.

7. Произвести сборку редуктора и последовательность сборки занести в отчёт.

8. Проанализировать результаты

$$\Delta d_{a1} = \frac{d_{a1}^{зам} - d_{a1}^{рас}}{d_{a1}^{рас}} \cdot 100\% =$$

$$\Delta a_{\omega} = \frac{a_{\omega}^{зам} - a_{\omega}^{рас}}{a_{\omega}^{рас}} \cdot 100\% =$$

9. Ответить на контрольные вопросы.

10. Сделать вывод по работе.

Отчёт по работе

Практическая работа №19

Изучение конструкции цилиндрического редуктора.

Цель:

Материальная база:

1. Тип редуктора
2. Кинематическая схема редуктора
3. Замеряемые габаритные и присоединительные размеры (таблица 1)
4. Порядок разборки редуктора.
5. Замеряемые геометрические параметры зубчатой пары (таблица 2).
6. Расчет параметров зубчатого зацепления
7. Сборка редуктора.
8. Анализ результатов.
9. Ответы на контрольные вопросы.
10. Вывод по работе.

Практическая работа № 20.

Изучение конструкции червячного редуктора

Цель: изучение конструкции червячного редуктора, знакомство с порядком сборки и разборки редуктора, измерение основных габаритных, присоединительных и геометрических размеров.

Материальная база: червячный редуктор, гаечные ключи, штангенциркуль, линейка.

Умения: производить расчеты механических передач

Знания: виды механизмов, основы конструирования

Теоретический материал

Червячные редукторы предназначены для передачи вращения, изменения кинематических и силовых параметров между скрещивающимися под углом 90° валами. Диапазон передаточных отношений червячных редукторов $u = 8 \dots 80$.

Компоновочные возможности червячных редукторов сводятся в основном к трем схемам: а) с нижним расположением червяка, б) верхним расположением червяка и в) боковым расположением червяка.

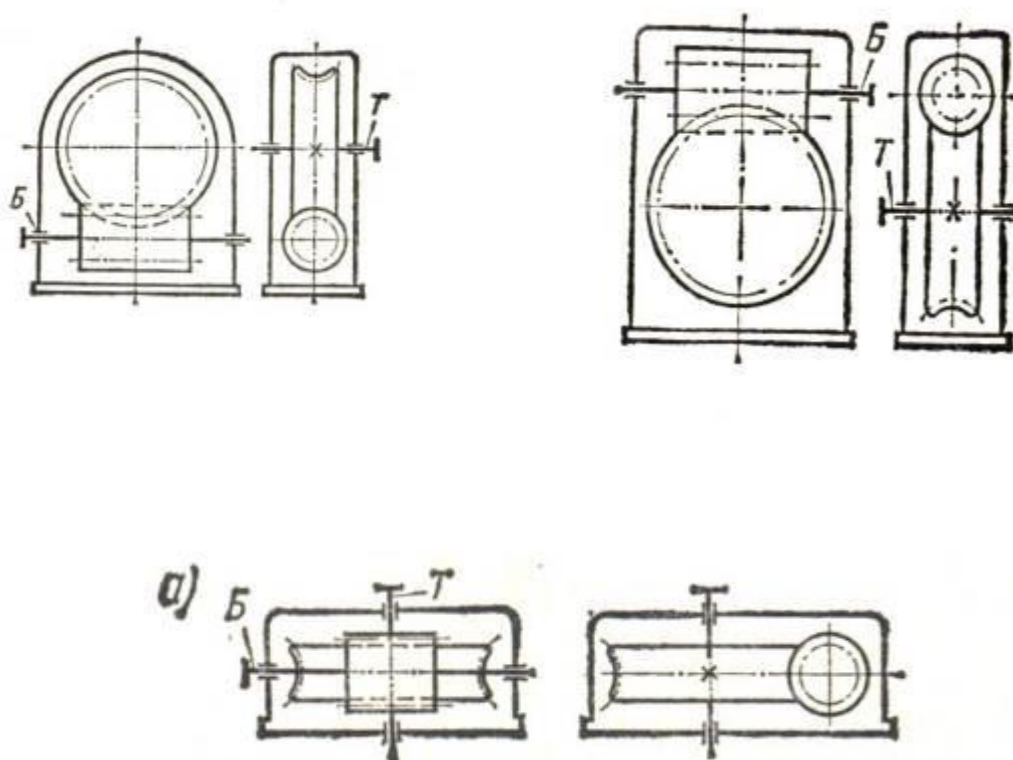


Рисунок 1. Кинематические схемы червячных редукторов

Выбор схемы редукторов диктуется удобством компоновки в целом, при этом рекомендуется следующее: при окружных скоростях червяка $V \leq 5$ м/с отдают предпочтение нижнему расположению червяка, при $V > 5$ м/с возрастают потери на разбрызгивание масла и поэтому рекомендуют верхнее положение червяка. Компоновку по схеме в) выполняют реже, т.к. затруднено смазывание подшипников вала червяка.

Основными элементами червячного редуктора являются червяк (ведущий) и червячное колесо.

Червяк, изготовленный за одно целое с валом, устанавливается на двух радикально-упорных шарикоподшипниках «в распор». Осевая игра подшипников регулируется прокладками, установленными между одной из крышек и наружной обоймой подшипника.

Бандажированное червячное колесо устанавливается на тихоходном валу редуктора. Опорами этого вала являются конические радиально-упорные подшипники, регулировка которых, а также положение червячного колеса, относительно червяка, осуществляется прокладками, установленными между наружными обоймами подшипников и подшипниковым крышками.

В червячных редукторах предусматривается применение пластичного смазочного материала для подшипников вала червячного колеса. Для предупреждения попадания масла из картера в камеры этих подшипников устанавливаются маслоудерживающие кольца или другие уплотнительные устройства.

Уровень масляной ванны для смазывания червячного заземления и подшипников вала червяка должен быть таким, чтобы виток червяка полностью окунался в масло, но не выше центра тела качения подшипников. В случае необходимости понижение уровня смазки в картере ниже витка червяка предусматривают установку брызговиков, забрасывающих смазку на червячное колесо.

Для заливки масла и осмотра в крышке редуктора предусматривается окно, закрываемое крышкой. В червячных редукторах предусматривают ручку-отдушину, соединяющую внутреннюю полость редуктора с атмосферой. При отсутствии отдушины незначительное повышение давления внутри корпуса может привести к выдавливанию смазки через уплотнения.

Для удаления загрязнённого масла и промывки редуктора в нижней части картера предусмотрена пробка.

Для контроля уровня и чистоты смазки устанавливаются маслоуказатели различной конструкции. Основание и крышку редуктора фиксируют относительно друг друга двумя технологическими коническими штифтами,

устанавливаемыми без зазора для совместной расточки гнезда под подшипники.

Для предотвращения протекания масла плоскости разъёма смазывают спиртовым лаком или жидким стеклом. Ставить прокладки между ними нельзя, так как при затяжке болтов она деформируется, и посадка подшипников нарушается.

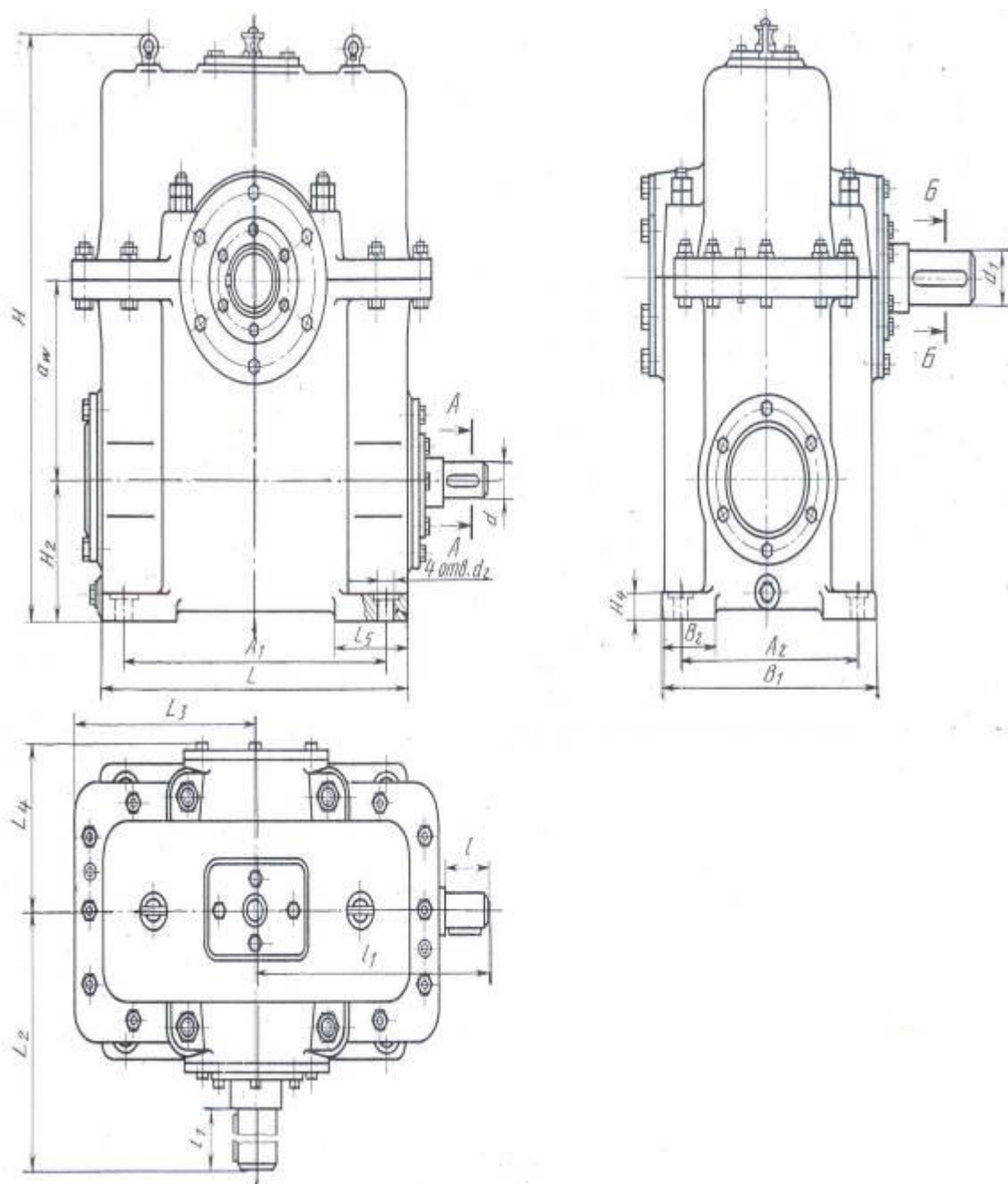


Рисунок 2. Габаритные и присоединительные размеры червячного редуктора

Задание к практической работе:

1. Замерить габаритные, присоединительные размеры редуктора, геометрические параметры червячной пары.
2. Произвести разборку редуктора, изучить его конструкцию.
3. Определить основные параметры червячной передачи.
4. Произвести сборку редуктора.

Контрольные вопросы

1. Назвать габаритные размеры редуктора.
2. Назвать и объяснить назначение присоединительных размеров редуктора.
3. Как связаны между собой вращающие моменты на валах червяка и червячного колеса?
4. Какие материалы используются для изготовления червяка и червячного колеса?
5. Как в редукторе осуществляется регулировка подшипников вала и червячного колеса относительно червяка?
6. Для чего предусмотрены в редукторе «отдушина» и брызговики?
7. Почему между крышкой и основанием редуктора не устанавливают прокладки

Ход выполнения работы

1. Установить тип редуктора:
 - по расположению червяка;
 - по заходности червяка.
2. Вычертить кинематическую схему редуктора.
3. Замерить габаритные и соединительные размеры. Результаты занести в таблицу 1.
4. Редуктор разобрать и описать порядок разборки.
5. Замерить геометрические параметры червяка и червячного колеса. Результаты занести в таблицу 2.
6. Рассчитать геометрические параметры червячной передачи.

7. Произвести сборку редуктора и последовательность сборки занести в отчёт.
8. Проанализировать результаты.
9. Ответить на контрольные вопросы.
10. Сделать вывод по работе.

Отчёт по работе

Практическая работа №20

Изучение конструкции червячного редуктора.

Цель:

Материальная база:

1. Тип редуктора
2. Кинематическая схема редуктора
3. Замеряемые габаритные и присоединительные размеры

Таблица 1 Габаритные и присоединительные размеры

№п/п	Наименование размеров	Обозначение	Величина
<i>Габаритные</i>			
1	Длина	L	
2	<u>Ширина</u>	B	
3	<u>Высота</u>	H	
<i>Присоединительные</i>			
1	Диаметр быстроходного вала	d_6	
2	Вылет быстроходного вала	l_6	
3	Диаметр тихоходного вала	d_T	
4	Вылет тихоходного вала	l_T	
5	Расстояние от опорной поверхности нижнего фланца до оси червяка	h_1	
6	Расстояние от опорной поверхности нижнего фланца до оси вала червячного колеса	h_2	
7	Межосевое расстояние	a_w	
8	Толщина нижнего фланца	p_1	
9	Размеры опорной поверхности нижнего фланца	E_1 E_2	

10	Расстояние между осями отверстий под фундаментные болты	C ₁ C ₂	
11	Диаметр отверстий под фундаментные болты	d ₀	

4. Порядок разборки редуктора.

5. Замеряемые геометрические параметры червячной пары.

Таблица 2. Замеряемые геометрические параметры червячной пары

№п/п	Наименование	Обозначение	Величина
1	Число заходов червяка	z ₁	
2	Число зубьев червячного колеса	z ₂	
3	Осевой шаг	p	
4	Диаметр выступов червяка	d _{a1}	
5	Диаметр выступов червячного колеса	d _{a2}	
6	Ширина венца червячного колеса	b ₂	

6. Расчёт параметров червячного зацепления:

6.1 передаточное отношение $u = \frac{z_2}{z_1}$

6.2 модуль зацепления (согласовать со стандартным значением)

$$m = \frac{p}{\pi}$$

6.3 делительный диаметр червяка $d_1 = d_{a1} - 2m$

6.4 делительный диаметр червячного колеса $d_2 = d_{a2} - 2m$

6.5 коэффициент диаметра червяка (согласовать с ГОСТ 2144-76)

$$q = \frac{d_1}{m}$$

6.6 угол подъёма винтовой линии червяка по делительному цилиндру

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}$$

6.7. диаметр вершин витков червяка $d_{a1} = d_{a1} - 2m$

6.8 диаметр выступов колеса $d_{a2} = d_2 + 2m$

6.9 диаметр впадин витков червяка $d_{f1} = d_1 - 2,4m$

6.10. диаметр впадин колеса $d_{f2} = d_2 - 2,4m$

6.11. расчётная длина нарезанной части червяка $b_1 \geq (11 + 0,06z_2) \cdot m$

6.12 делительный диаметр колеса $d_2 = m \cdot z_2$

6.13 наибольший диаметр червячного колеса $d_{a2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$

6.14 ширина венца червячного колеса $b_2 \leq 0,75d_{a1}$

6.15 межосевое расстояние (округлить до стандартного значения)

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

7. Порядок сборки редуктора.

8. Анализ полученных результатов.

Таблица 3. Сравнительный анализ замеренных и расчетных геометрических параметров элементов червячной пары

Параметры	d_{a1}	d_{a2}	a_w
Замеряемые			
Расчётные			

9. Ответы на контрольные вопросы.

10. Вывод по работе

Практическая работа № 21.

Расчёт ременной передачи

Цель: освоение методики расчета ременной передачи.

Умения: производить расчеты механических передач.

Знания: основы расчетов механических передач

Теоретический материал

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью.

Состоит из ведущего и ведомого шкивов, огибаемых ремнём (рис. 1).

Нагрузка передаётся силами трения возникающими между шкивом и ремнём вследствие натяжения последнего.

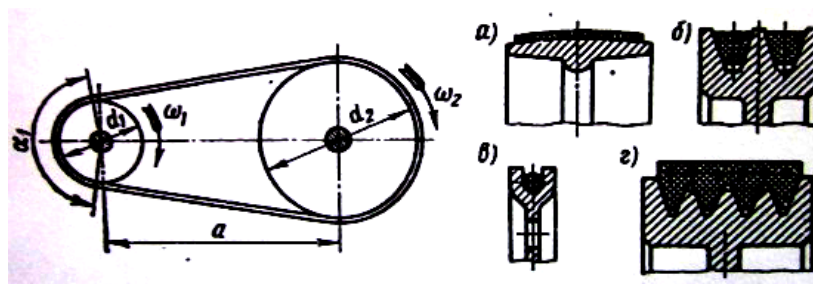


Рисунок 1. Схема ременной передачи

В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи бывают:

- *плоскоременные* (рис. 1 а) – применяют при больших межосевых расстояниях и высоких скоростях;
- *клиноременные* (рис. 1 б) – используют при малых межосевых расстояниях, больших передаточных числах, вертикальном положении осей валов;
- *круглоременные* (рис. 1 в) – применяют только при малых мощностях;
- *поликлиноременные* (рис. 1 г) – сочетают достоинства плоскоременных и клиноременных передач;
- *зубчато-ременные* – используют при больших нагрузках.

Данные передачи применяются во всех отраслях машиностроения и преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях. Передаваемая мощность P обычно до 50 кВт при скорости ремня $v = 5 \dots 100$ м/с для плоскоременных передач и $v = 5 \dots 40$ м/с для клино- и поликлиноременных передач.

Ограничение мощности и минимальной скорости вызвано большими габаритами передачи. Верхний предел скоростей ограничивается ухудшением условий работы ремней в связи с ростом действующих на них центробежных сил, нагревом, образованием воздушных подушек между ремнём и шкивами и отсюда резким понижением долговечности и КПД передач.

Ременные передачи применяют для быстроходности ступени привода как менее нагруженной, так как в этом случае их важнейший недостаток – большие габариты – оказывают наименьшее влияние на габариты и массу привода в целом.

Основными критериями работоспособности ременных передач являются:

- *тяговая способность* – надёжность сцепления ремня со шкивами,
- *долговечность*, которая определяется сопротивлением усталости ремня.

Исследуя тяговую способность, строят графики – кривые скольжения и КПД, на их базе разработан современный метод расчёта ременных передач.

Необходимым условием работы ременной передачи является *предварительное натяжение ремня* F_0 : чем выше предварительное натяжение ремня, тем больше тяговая способность и КПД передачи, но меньше долговечность ремня.

Приводные ремни: должны обладать достаточными прочностью, долговечностью, гибкостью, износостойкостью, невысокой стоимостью и определённой тяговой способностью.

Основные типы приводных ремней:

- *плоские* (подразделяются на резинотканевые ремни трёх типов А, Б, В, - при скорости 30 м/с и ремни из синтетических материалов – при скорости до 100 м/с);
- *клиновые* (бывают нормального сечения, которые подразделяются на кордотканевые и кордошнуровые семи сечений 0, А, Б, В, Г, Д, Е, отличающихся размерами – используют при скоростях менее 30 м/с и узкие, выпускаемые в четырёх сечениях У0, УА, УБ, УВ, которые полностью заменяют семь сечений нормальных ремней – используются при скорости до 50 м/с);
- *поликлиновые* (бесконечно плоские ремни с продольными выступами на внутренней поверхности, которые входят в кольцевые клиновые канавки на шкивах, выпускают трёх сечений К, Л, М – применяют при скорости до 50 м/с).

Зубчатые ремни представляют собой бесконечную ленту с зубьями на внутренней поверхности.

Шкивы: материалы и способ изготовления зависят от окружной скорости ремня:

- при окружной скорости до 30 м/с – литые шкивы из чугуна СЧ10 и СЧ15;
- при скоростях порядка 30 – 50 м/с – литые или сварные шкивы из стали не ниже 25Л;
- при скоростях более 50 м/с – шкивы из алюминиевых сплавов.

Для уменьшения массы и повышения коэффициента трения между ремнём и шкивами шкивы изготавливают из пластмасс (текстолит и волокнит). Форма обода шкивов зависит от профиля ремня и регламентирована ГОСТ (для плоскоремennых передач ГОСТ 17383-80, для клиноремennых – ГОСТ 20889-80).

Расчётные диаметры шкивов d (мм) подбирают из стандартного ряда по ГОСТ 17383-73: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

Натяжные устройства предусмотрены для регулирования межосевого расстояния, что позволяет свободно надевать новые ремни на шкивы, создавать предварительное натяжение и периодически восстанавливать ремни.

Задания к практической работе:

Задача 1. Рассчитать плоскоремennую передачу от электродвигателя к редуктору привода конвейера. Мощность электродвигателя P_1 , угловая скорость вала электродвигателя ω_1 и ведомого шкива ω_2 . Ремень кордошнуровой прорезиненный. Работа двухсменная. Угол наклона линии центров шкивов к горизонту 60° (исходные данные принять в соответствии с вариантом по таблице 1).

Таблица 1 Исходные данные к задаче 1.

Данные для расчета	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	4	3	7.5	3	1.5	11	5.5	4	2.2	7.5
ω_1 , с ⁻¹	150	100	105	158	80	105	75	100	75	100
ω_2 , с ⁻¹	50	40	34	50	20	34	34	25	27	40
Характер нагрузки	Спокойная			Умеренные колебания				Значительные колебания		

Задача 2. Рассчитать клиноременную передачу от электродвигателя к редуктору привода конвейера. Мощность электродвигателя P_1 , угловая скорость ведущего шкива ω_1 . Передаточное число u . Работа двухсменная. Угол наклона линии центров шкивов к горизонту 60° .

Таблица 2. Исходные данные к задаче 2.

	Варианты									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
P ₁ , кВт	10	5.5	4	2.2	7.5	13	3	10	7.5	11
ω, с ⁻¹	152	150	100	75	105	152	75	102	153	105
u	4	2	4	3	3	4	4	2.5	2	3
нагрузка	Спокойная			Значительны е колебания				Умеренные колебания		
ремень	Клиновой ремень нормального сечения									

Ход выполнения работы

Расчёт ременной передачи осуществляется по предложенным в данной инструкции алгоритмам в соответствии с выбранным вариантом:

В завершении практической работы необходимо сделать вывод о проделанной работе и ответить на контрольные вопросы.

Алгоритм расчёта плоскоременной передачи

1. Определение передаточного отношения

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

2. Определение диаметра малого шкива

$$d_1 \geq 70\delta,$$

где $\delta = 2,8$ мм; (значение d_1 принять по стандартному ряду чисел ГОСТ17373-73).

3. Определение диаметра большого шкива

$$d_2 = u \cdot d_1 \cdot (1 - \xi), \quad \text{где } \xi = 0,015;$$

значение d_2 принять по стандартному ряду чисел ГОСТ 17383-73.

4. Уточнение передаточного отношения

$$u = \frac{d_2}{d_1}$$

допустимое отклонение составляет 3%.

5. Определение скорости ремня и сравнение с допустимой скоростью для данного типа

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} \text{ (м/с)}, \quad [V] = 35 \text{ м/с, где } d_1 \text{ в метрах.}$$

6. Определение ориентировочного межосевого расстояния

$$a \geq 1,5 (d_2 + d_1)$$

7. Расчётная длина ремня

$$l = 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a}$$

Расчетная длина ремня согласуется со стандартным рядом длин: 500, 550, 600, 700, 750, 800, 850, 900, 1000, 1050, 1150, 1200, 1250, 1300, 1400, 1450, 1500, 1600, 1700, 1800, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000.

8. Проверка долговечности ремня по числу пробегов в секунду

$$U = \frac{V}{l} \leq [U] = 15 \text{ с}^{-1}.$$

9. Определение межосевого расстояния по окончательно принятой длине ремня

$$a = \frac{2 \cdot l - \pi (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot l - \pi (d_2 + d_1)]^2 - 8 (d_2 - d_1)^2}}{8}.$$

10. Определение угла обхвата ремнём малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \geq 150^\circ$$

если угол $\alpha_1 < 150^\circ$, то необходимо увеличить межосевое расстояние..

11. Определение окружной силы, передаваемой ремнём

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V}$$

12. Определение допускаемой удельной окружной силы

$$[K_n] = [K_0] C_\theta C_\alpha C_v C_p C_d C_F$$

где $[K_0]$ - допускаемая приведённая удельная окружная сила в ремне,

$[K_0]$, Н/мм² /табл 1/;

C_θ – коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров

шкивов / табл 2/;

C_α – коэффициент, учитывающий угол обхвата / табл 2/;

C_v – скоростной коэффициент / табл 2/;

C_p – коэффициент динамичности нагрузки и длительности

работы / табл 2/;

C_d – коэффициент влияния диаметра меньшего шкива / табл 2/;

C_F – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кордш-

нурами / табл 2/;

Таблица 1. Расчетные параметры кордшнурового прорезиненного ремня

δ , мм	d_r мм	σ_0 Н/мм ²	$[k_0]$,* Н/мм ²
2,8	100	2	0,9
2,8	180	2	1,6
2,8	200	2	2,32

13. Определение ширины ремня $b = \frac{F_t}{\delta \cdot [K_n]}$,

полученное значение ширины ремня принять по стандартному ряду: 32,40, 50, 63, 71. 80, 90,100.

14. Определение силы предварительного натяжения ремня $F_0 = \sigma_0 \cdot \delta \cdot b$,

где σ_0 –предварительное натяжение /табл.1/

15. Определение силы, действующей на вал от натяжения ветвей ремня

$$F_b = 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

Таблица 2. Значения поправочных коэффициентов С

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы C_p								
Характер нагрузки	спокойная	с умеренными колебаниями	со значительными колебаниями			ударная и резко неравномерная		
C_p	1	0,9	0,8			0,7		
Примечание. При двухсменной работе C следует понижать на 0,1; при трехсменной — на 0,2.								
Коэффициент угла обхвата α_1 , на меньшем шкиве C_a								
Угол обхвата α_1 град		180	170	160	150	140	130	120
C_a	для плоских ремней	1	0,97	0,94	0,91	—	—	—
	для клиновых и поликлиновых ремней	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Коэффициент влияния натяжения от центробежной силы C_v								
Скорость ремня V , м/с		1	5	10	15	20	25	30
C_v	для плоских ремней	1,04	1,03	1	0,95	0,88	0,79	0,68
	для клиновых и поликлиновых ремней	1,05	1,04	1	0,94	0,85	0,74	0,6
Коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту C_θ								
Угол наклона β , град					0...60	60...80	80...90	
C_θ					1	0,9	0,8	
Коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня к базовой l/l_0								
Отношение		0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	
C_l	для клинового ремня нормального сечения	0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07	
	для клинового узкого и поликлинового ремней	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06	
Коэффициент влияния диаметра меньшего шкива C_d								
Диаметр шкива		15	20	40	60	90	120 и более	
C_d		0,6	0,8	0,95	1,0	1,1	1,2	
Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кордшнурами и уточными нитями плоского ремня $C_F=0.85$								

Коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи C_z			
Ожидаемое число ремней Z	2...3	4...5	6
C_z	0,95	0,90	0,85

Алгоритм расчёта клиноременной передачи

1. Определение частоты вращения малого шкива

$$n_1 = \frac{30 \cdot \omega_1}{\pi}$$

2. Определение вращающего момента

$$M_1 = P_1 / \omega_1$$

3. По передаваемой мощности P_1 и частоте вращения малого шкива ω_1 выбор сечения клиновидного ремня (рис.1)

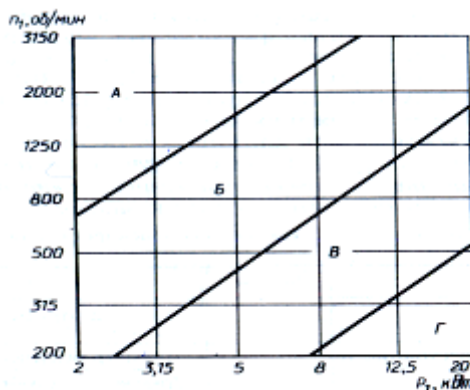


Рисунок.1 Номограмма для выбора типоразмера клиновых ремней.

4. Определение минимально допустимого диаметра ведущего шкива (таб.3)

Таблица 3. Минимальные значения диаметра меньших шкивов

Обозначение сечения ремня	Нормального сечения			Узкого сечения		
	О	А	Б	УО	УА	УБ
Вращающий момент, Нм	<30	15... 60	50... 150	< 150	90... 400	300... 2000
d , мм	63	90	125	63	90	140

5. Определение скорости ремня и сравнение её с максимально допустимой

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} \leq 25 \text{ м/с}.$$

6. Расчёт диаметра большого шкива

$$d_2 = u \cdot d_1 \cdot (1 - \xi), \quad \text{где } \xi = 0,015.$$

Значение d_2 принять по стандартному ряду чисел: : 40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125. 140. 160, 180. 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800

7. Определение фактического передаточного числа

$$u = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)},$$

допустимое отклонение составляет 3%.

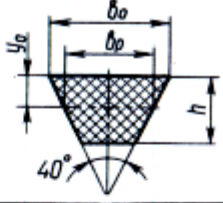
8. Определение ориентировочного межосевого расстояния

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h,$$

где h – высота сечения ремня

/табл. 4/.

Таблица 4. Основные параметры клиновых ремней.

Основные размеры, мм						
	Обозначение сечения ремня					
	Нормальное сечение по ГОСТ 1284—80			Узкое сечение по ТУ 38-40534—75		
	0	А	Б	УО	УА	УБ
b_o	8,5	11	14	8,5	11	14
b_p	10	13	17	10	13	17
g_o	2,1	2,8	4,0	2,0	2,8	3,5
h	6	8	10,5	8	10	13
Площадь сечения A , мм ²	47	81	138	56	95	158
Предельное значение l , мм	400... 2500	560... 4000	800... 6300	630... 3550	800... 4500	1250... 8000
ρ	—	—	—	—	—	—
H	—	—	—	—	—	—
Масса 1 м длины q , кг/м	0,06	0,105	0,18	0,07	0,12	0,20

9. Расчёт длины ремня

$$l = 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a},$$

(полученное значение округлить до стандартного)

Примечание: Стандартный ряд длин: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, , 1400, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, , 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.

10. Определение фактического межосевого расстояния

$$a = \frac{2 \cdot l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}.$$

11. Проверка долговечности ремня по числу пробегов в секунду

$$U = \frac{V}{l} \leq [U] = 30 \text{ с}^{-1},$$

если $U > [U]$, то надо увеличить l и повторить расчёт

12. Определение угла обхвата ремнём малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \geq 120^\circ$$

13. Расчет допускаемой мощности кВт, передаваемой одним ремнём в условиях эксплуатации

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot C_l \cdot C_z,$$

где $[P_0]$ - допускаемая приведённая мощность, передаваемая одним ремнём

/табл. 5/

C_α – коэффициент, учитывающий угол обхвата

/табл.2

C_p – коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы

/табл.2/;

C_l – коэффициент, учитывающий влияние на долговечность длины ремня в зависимости от отношения расчётной длины ремня l к исходной длине l_0

/табл5 /;

C_z – коэффициент неравномерности распределения нагрузки, учитывающий число ремней, принять при ожидаемом числе ремней в комплекте /табл.2/.

Таблица 5. Допускаемая приведенная мощность $[P_0]$, кВт, передаваемая одним клиновым ремнем.

Тип ремня	Сечение:	Диаметр меньшего шкива d мм	Скорость ремня v , м/с							
			2	3	5	10	15	20	25	30
Клинов- вой	О 1320	63	-	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	1,40	—
		71	-	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,65	—
		80	-	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,90	1,85
		90	-	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	2,11	2,08
		100	-	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,28	2,27
		112	-	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11		
	А 1700	90	-	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	2,29	—
		100	-	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,82	2,50
		112	-	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	3,27	3,14
		125	-	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,67	3,64
		140	-	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	4,11	4,17
		160	-	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78		
	Б 2240	125	-	0,95	1,39	2,26	2,80	-	-	-
		140	-	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	-	-
		160	-	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	-	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	-	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
		224	-	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07

14. Определение числа клиновых ремней в комплекте

$$z = \frac{P_1}{[P_n]} \leq [z],$$

где $[z] = 5$ —допускаемое число ремней (полученное значение принять целым).

15. Определение силы предварительного натяжения комплекта ремней

$$F_0 = \frac{0,85 \cdot P_1 \cdot 10^3 \cdot C_l}{u \cdot C_\alpha \cdot C_p}.$$

16. Определение силы, действующей на валы

$$F_b = 2F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

Контрольные вопросы

1. Чем вызвано ограничение мощности и нижнего предела скорости для ременных передач?
3. Перечислите основные геометрические параметры ременной передачи.

5. Укажите ограничение угла обхвата малого шкива для плоскоременной и клиноременной передач?
6. Запишите формулу допускаемой удельной окружной силы для плоскоременной передачи и расшифруйте входящие в нее величины.
7. Укажите параметры, от которых зависит величина допускаемой мощности, передаваемой одним клиновым ремнем.
7. Напишите формулу для определения передаточного отношения ременной передачи.
8. Каковы основные критерии работоспособности ременных передач?

Отчёт по работе

Практическая работа №21.

Расчет ременной передачи

Цель:

1. Задание к практической работе
2. Исходные данные
3. Расчёт передачи (по предложенному алгоритму в соответствии с вариантом):
4. Ответы на контрольные вопросы.
5. Вывод по работе.

Практическая работа №22.

Разработка конструкции тихоходного вала редуктора.

Цель: привитие навыков конструирования редукторных валов.

Умения: (элементы) *производить расчеты простейших сборочных единиц общего назначения.*

Знания: (элементы) *основы расчетов простейших сборочных единиц общего назначения.*

Теоретический материал.

Вал - это элемент конструкции, предназначенный для передачи вращающего момента и восприятия действующих на него сил со стороны установленных на нем зубчатых колес, шкивов, звездочек и прочих элементов.

По форме геометрической оси различают прямые и не прямые (например: коленчатые) валы.

Прямые валы могут быть гладкими, ступенчатыми, полыми, изготавливаемыми как одно целое с шестерней (вал-шестерня).

Опорные участки валов, предназначенные для размещения подшипников, называются цапфами. Концевая цапфа - шип, промежуточная - шейка.

Остальные ступени вала предназначены для размещения зубчатых (червячных) колес, уплотнений различного типа, на выходных участках могут устанавливаться шкивы, звездочки, полумуфты.

В различных конструкциях редукторов для установки деталей механических передач и подшипников используются прямые ступенчатые валы. Конструкция ступеней вала зависит от типа и размеров устанавливаемых на них деталей и способов закрепления их в осевом и окружном направлениях. При разработке конструкции вала принимают во внимание технологию сборки и разборки передач, механическую обработку. Окружное закрепление устанавливаемых на вал деталей осуществляется посадками, шпоночными либо шлицевыми соединениями. Осевая фиксация зубчатых, червячных колес, подшипников, муфт, шкивов, звездочек осуществляется либо упором (рис.1) в бурт последующей ступени, либо с помощью распорных втулок (рис.2).

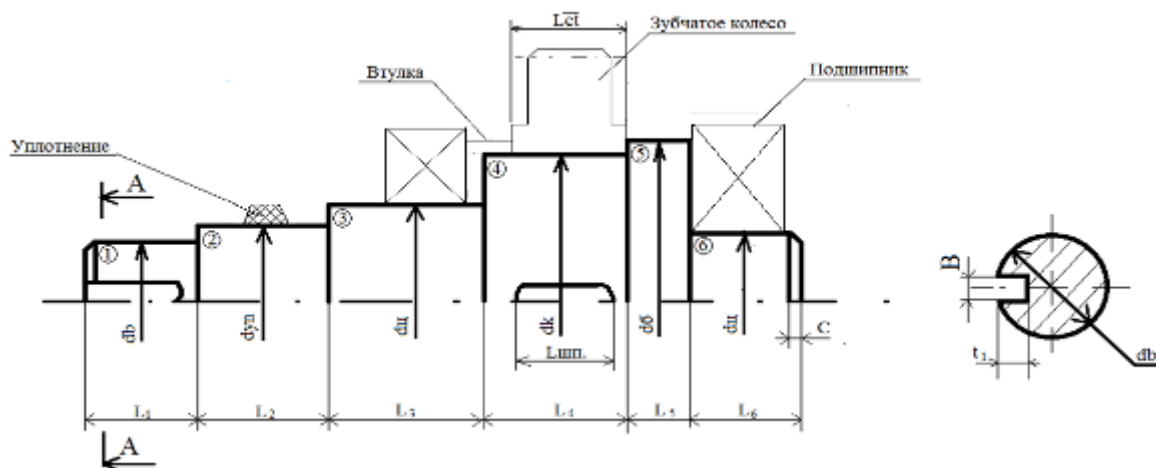


Рисунок 1 Вал ведомый

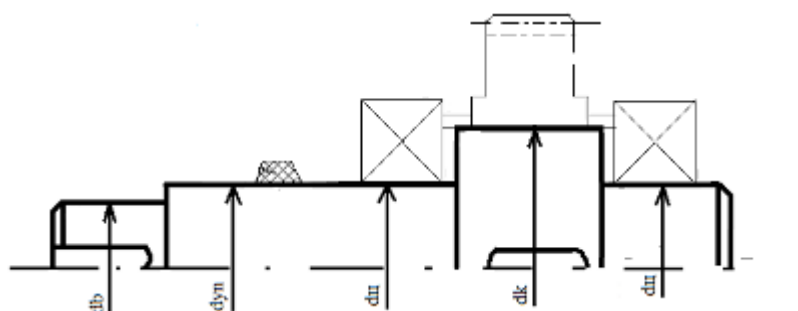


Рисунок 2 Вал ведомый

Переходные участки между двумя смежными ступенями вала разных диаметров выполняют двумя способами: -галтелью радиусом r (галтель- поверхность плавного перехода от меньшего сечения к большему), снижающей концентрацию напряжений в местах перехода (табл.1);

-канавкой ширины b со скруглением для выхода режущего инструмента, которая повышает концентрацию напряжений на переходных участках 9 (табл2).

Таблица 1. Галтели валов.

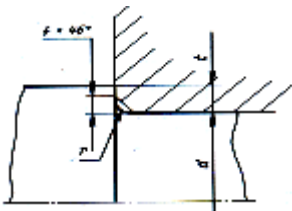
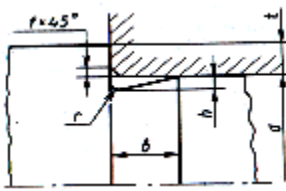
				
d	20...28	32...45	50...70	80...90
r	1,6	2,0	2,5	3,0
f	2,0	2,5	3,0	4,0

Таблица 2. Канавки валов.

			
d	Св 10 до 50	Св 50 до 100	Св 100
b	3,0	5,0	8,0
h	0,25	0,5	0,5
r	1,0	1,6	2,0

Диаметры участков вала определяются в ходе проектного расчета валов.

Проектный расчет валов производят с целью определения ориентировочных величин диаметров отдельных ступеней из расчета на кручение по пониженным допускаемым напряжениям кручения $[\tau_{кр}] = (20...30)$ МПа .

Диаметр выходного участка вала d определяется с учетом величины вращающего момента, передаваемого данным валом, а именно: $d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}}$

Полученное значение диаметра необходимо согласовать в зависимости от устанавливаемых на этой ступени деталей:

- со стандартным рядом диаметров: 10, 10,5, 11, 11,5, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 35, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 110, 120, 125,.. если установлен шкив или звездочка;

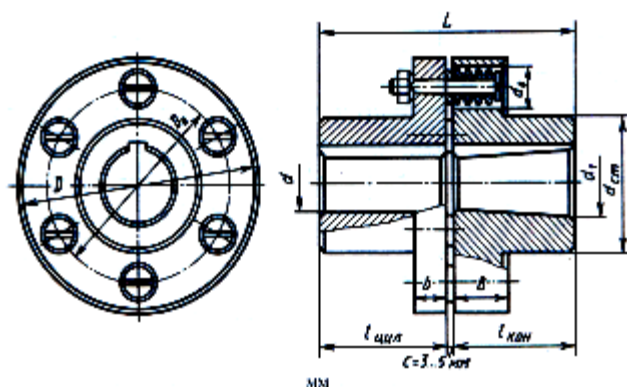
-с валом двигателя $d > 0,75 \cdot d_{\text{дв.}}$, если выходной участок соединен с валом электродвигателя посредством муфты и дополнительно согласуется с диаметром отверстия муфты, которую необходимо выбрать в зависимости от расчетного вращающего момента $M_p = 1,25M \leq T$, где T - номинальный вращающий момент муфты

/табл.3/

-со стандартной муфтой, если вал соединен с другими элементами привода с помощью муфты

/табл.3/

Таблица3. Муфты упругие втулочно-пальцевые ГОСТ 21425-93



момент M, Нм	угловая скорость, ω , с ⁻¹ не более	отверстие			габариты			Смещение осей валов, не более	
		d, d ₁	l _{цил}	l _{кон}	L	D	d ₀	радиаль- ное Δ _r	угловое Δγ
31,5	670	16,18,19	28	18	60	90	20	0,2	1,5°
63	600	20,22,24	36	24	76	100			
125	480	25,28 30	42 58	26 38	89 121	120	28	0,3	1°
250	400	32,35,36,38 40,42,45	58 82	38 56	121 169	140			
500	380	40,42,45	82	56	169	170	36	0,4	1°
710	315	45,48,50 55,56	82	56	170	190			
1000	300	50,55,56 60,63,65,70	82 105	56 72	170 216	220	46	0,4	1°
2000	240	63,65,71,75 80,85,90	105 130	72 95	218 268	250			

Диаметры остальных участков выбираются конструктивно, увеличением диаметра предыдущей ступени на несколько миллиметров с последующим округлением до стандартного ряда диаметров:

-диаметр под уплотнение $d_{уп} = d_b + (3...4)\text{мм}$

-диаметр цапфы $d_{ц} = d_{уп} + (2...3)\text{мм}$ (значение диаметра должно быть **кратным «5»**)

-диаметр под колесо $d_k = d_{ц} + (4...5)\text{мм}$

-диаметр бурта $d_6 = d_k + (5...6)\text{мм}$

Длины отдельных ступеней определяются конструктивно в зависимости от размеров устанавливаемых деталей:

- длина 1-ой ступени вала определяется в зависимости от длины ступицы установленной детали: $L_1=(0,8...1,5) \cdot d_B$ –для звездочек; $L_1=(1,2...1,5) \cdot d_B$ –под шкив; $L_1=(1,0...1,5) \cdot d_B$ –под шестерню и под полумуфту. Размер фаски принимается по таблице 4.

Таблица 4.Фаски валов.

d	20...28	30...45	50...70	80...90
c	1,0	1,6	2,0	2,5

-вторая ступень вала предназначена для размещения уплотнений(в некоторых случаях она может быть объединена с 3-ей ступенью). Длина 2-ой ступени зависит от осевых размеров деталей, входящих в комплект подшипникового узла, расположенного со стороны выходного конца

$$L_2= 1,5 \cdot d_2 \text{ (уточняется при выполнении эскизной компоновки)}$$

-третья ступень (цапфа) предназначена для установки подшипников, длина участка $L_3=1,25 \cdot d_{ц}$ и согласуется с шириной выбранного подшипника В.

- длина 4-ой ступени, предназначенной для установки зубчатого колеса, может быть выполнена:

а) больше длины ступицы $L_4=L_{ст} +(4...5)$ мм, тогда распорная втулка между торцом внутреннего кольца подшипника и торцом ступицы зубчатого колеса устанавливается на 4-ую ступень; при этом следует предусмотреть зазор $C=(1..2)$ мм между торцами 4-ой ступени и внутреннего кольца подшипника (рис.2);

б) $L_4 < L_{ст}$, если распорная втулка ставится на 3-ью ступень с зазором С между буртиком ступени и торцом втулки (рис.2).

-пятая ступень предназначена для осевой фиксации зубчатого колеса и подшипника, иногда она заменяется двумя распорными втулками (рис.2). Длина 5-ой ступени принимается конструктивно при выполнении эскизной компоновки узла.

-длина 6-ой ступени принимается примерно равной ширине выбранного подшипника и зависит от осевых размеров деталей, входящих в комплект подшипникового узла, расположенного со стороны глухой подшипниковой крышки.

Задание к практической работе: Сконструировать ведомый вал одноступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора, вычертить эскиз вала с указанием размеров.

Исходные данные (принять по практической работе №16):

- кинематическая схема редуктора
- вращающий момент ведомого вала зубчатой передачи $M=$

Контрольные вопросы.

1. Назначение валов?
2. Назначение всех ступеней спроектированного вала?
3. Сущность проектного расчета валов?
4. Назовите возможные способы окружной фиксации деталей, устанавливаемых на вал.
5. Назовите возможные способы осевой фиксации деталей, устанавливаемых на вал.
6. Разновидности и назначение переходных участков?

Ход выполнения работы.

1. Вычертить эскиз вала, предварительно определив перечень деталей, устанавливаемых на вал в соответствии с кинематической схемой зубчатого редуктора, выбрав способы их осевой и окружной фиксации.
2. Выполнить проектный расчет вала.

3. Указать диаметры всех ступеней.
4. Подобрать размеры шпонок с проверкой соединения на смятие.
5. Изобразить шпоночные пазы с указанием их размеров.
6. Определить длины всех ступеней в соответствии с рекомендациями и проставить их на эскизе.
7. Определить конструкцию переходных участков (галтели, канавки), изобразить их, определив размеры в соответствии с рекомендациями.
8. Вычертить эскиз вала с указанием всех размеров.
9. Ответить на контрольные вопросы.
10. Сформулировать вывод по работе.

Отчет по работе.

Практическая работа №22.

Разработка конструкции тихоходного вала редуктора.

Цель:

Задание:

Кинематическая схема привода.

Исходные данные:

1. Определение деталей, устанавливаемых на вал в соответствии с кинематической схемой.
2. Проектный расчет вала.
3. Определение длины отдельных ступеней.
4. Подбор шпонок и проверка соединения на смятие.
5. Определение формы переходных участков, выбор их размеров.
6. Эскиз вала с простановкой всех размеров: диаметров и длин ступеней, шпоночных пазов, переходных участков.
7. Ответы на контрольные вопросы.
8. Вывод по работе.

Практическая работа № 23.

Подбор подшипников качения для тихоходного вала редуктора.

Цель: формирование умений подбора подшипников качения

Умения: производить расчеты простейших сборочных единиц.

Знания: основы расчета простейших сборочных единиц (алгоритм подбора подшипников; маркировка подшипников, методика расчета).

Теоретический материал.

Подшипники качения являются опорой для вращающихся валов и осей.

Подшипники качения состоят из внутренних и наружных колец, тел качения и сепараторов, отделяющих тела качения друг от друга.

Подшипники качения классифицируются:

1. По воспринимаемой нагрузке:

- *радиальные подшипники* – воспринимают только радиальную нагрузку (роlikоподшипник с цилиндрическими роliками) или радиальную и некоторую осевую нагрузку (шарикоподшипники однорядные и роlikоподшипники с цилиндрическими роliками);
- *упорные подшипники* - воспринимают только осевую нагрузку;
- *радиально-упорные и упорно-радиальные подшипники* – воспринимают радиальную и осевую нагрузки, причём обладающей может быть как радиальная (радиально-упорные), так и осевая (упорно-радиальные) нагрузки;

2. по форме тел качения:

- *шариковые* (тела качения – шарики)

- *роlikовые* (тела качения – роliки: короткие цилиндрические, игольчатые, витые, конические, бочкообразные)

3. по габаритам и нагрузочной способности различают подшипники разных серий

4. по числу рядов тел качения: однорядные, двухрядные, многорядные;

5. по точности изготовления установлены следующие классы точности (в порядке повышения точности): 0, 6, 5, 4 и 2. Наибольшее применение в общем машиностроении находят подшипники класса 0 (нормальный класс точности) – в условном обозначении не указывают.

Краткие характеристики основных типов подшипников качения

1. Шарикоподшипник радиальный однорядный

Может воспринимать не только радиальные, но и осевые нагрузки, действующие в обоих направлениях и не превышают 70% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки (т.е. разности между допустимой в данных условиях и действующей радиальными нагрузками). Допускает перекос наружных колец относительно внутренних не более $10' \dots 15'$. Наиболее распространенный и дешёвый подшипник, который имеет сравнительно малую и радиальную и осевую жесткость, поэтому не рекомендуется для применения в узлах, требующих точную фиксацию валов.

2. Шарикоподшипник радиальный двухрядный сферический (самоустанавливающийся).

Воспринимает в основном радиальную нагрузку, но может воспринимать одновременно в обоих направлениях незначительную (20% от неиспользованной допустимой радиальной) осевую нагрузку. Допускает значительные перекосы внутренних колец относительно наружных (до $2^\circ \dots 3^\circ$). Применяется для нежёстких валов и в случае не обеспечения надлежащей соосности отверстий корпусов.

3. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами.

Воспринимает радиальную нагрузку. Допускает раздельный монтаж внутреннего (с комплектом роликов) и наружного кольца подшипников. Обладает большей радиальной грузоподъёмностью, чем радиальный шарикоподшипник. Очень чувствителен к перекосам осей колец. Требуется жестких валов и высокой соосности посадочных мест.

4. Роликоподшипник радиальный игольчатый.

Воспринимает только радиальную нагрузку. Осевое положение вала не фиксирует. Может применяться без внутреннего кольца. Рекомендуется для применения в узлах, работающих при колебательном движении вала и при малых числах оборота.

Игольчатые подшипники высокой точности могут работать при сравнительно высоких скоростях (окружная скорость вала до 10-12 м/с).

5. Роликоподшипник радиальный двухрядный.

Воспринимает радиальную и осевую нагрузки в обе стороны до 25% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Допускает значительный ($2^{\circ} \dots 3^{\circ}$) перекос внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца (корпуса). Отличается от шарикоподшипника радиального двухрядного сферического большей грузоподъемностью, но сложнее в изготовлении и дороже.

6. Шарикоподшипник радиально-упорный.

Воспринимает радиальную и осевую нагрузки только в одну сторону.

Допустимая осевая нагрузка для подшипника:

- тип 36000 ($\alpha = 12^{\circ}$) до 70% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки;
- тип 46000 ($\alpha = 26^{\circ}$) до 150% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки;
- тип 66000 ($\alpha = 32^{\circ}$) до 200% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки;

2. Роликоподшипник радиально-упорный однорядный с коническими роликами

Воспринимает радиальную и осевую нагрузку только в одну сторону. Очень чувствителен к перекосам. Применяется в паре. Допускает регулировку осевой игры. Отличается от шарикоподшипника радиально-упорного большей грузоподъемностью, малыми точностью вращения и предельными числами

оборотов. Стоимость его ниже стоимости шарикоподшипника радиально-упорного. Допускается отдельный монтаж наружного кольца и внутреннего с комплектом роликов.

8. Шарикоподшипник упорный однорядный.

Воспринимает осевую нагрузку только в одну сторону. Применяется при сравнительно малых числах оборотов.

Система условных обозначений подшипников качения

Обозначения подшипников составляется из букв и цифр (максимальное количество цифр 7), условно характеризующих его в отношении размера отверстия, серии, типа и конструктивных особенностей.

Последние две цифры обозначения указывают шифр диаметра внутреннего кольца: ...00 – $d = 10$ мм: ... – $d = 12$ мм: и т.д., начиная от 04 ($d = 20$ мм) и кончая ...99 ($d = 495$ мм) эти цифры умножают на 5, чтобы получить внутренний диаметр в мм. Например, подшипник с внутренним диаметром 115 мм – цифры 23 и т.д.

Третья цифра справа условного обозначения указывает на серии подшипников: особо лёгкая – 1; лёгкая – 2; средняя – 3; тяжёлая – 4 и т.д.

Четвёртая цифра слева указывает на типы подшипника:

- 0 – радиальный шариковый (0 не проставляется в условном обозначении);
- 1 – радиальный шариковый сферический;
- 2 – радиальный шариковый с короткими цилиндрическими роликами;
- 3 – радиальный роликовый сферический;
- 4 – радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый;
- 5 – радиальный роликовый с витыми роликами;
- 6 – радиально-упорный шариковый;
- 7 – роликовый конический (радиально-упорный);
- 8 – упорный шариковый;
- 9 – упорный роликовый.

Пятая и шестая цифра обозначает конструктивные особенности подшипников. К конструктивным особенностям можно отнести угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках, наличие стопорной канавки на пружинном кольце и т.д.

Более подробные сведения о характеристике и системе условных обозначений можно найти в специальной литературе.

Примеры условных обозначений подшипников качения:

- 1) Подшипник 210 – шариковый радиальный, лёгкой серии с внутренним диаметром 50 мм ($10 \cdot 5 = 50$ мм), нормального класса точности.
- 2) Подшипник 36207 – 0 – класс точности; 3 – угол контакта $\alpha = 12^\circ$; 6 – радиально-упорный шариковый; 2 – лёгкой серии; 07 – $d = 35$ мм ($\frac{35}{5} = 07$);
- 3) Подшипник 6-7108 – 6 – класс точности, 7 – конический роликовый; 1 – особо лёгкая серия; 08 – $d = 40$ мм ($\frac{40}{5} = 08$).
- 4) Подшипник 4109 – 0 – класс точности; 4 – игольчатый; 1 – особо лёгкая серия; 09 – $d = 45$ мм ($\frac{45}{5} = 09$).

Расчет подшипников качения .

Подшипники качения теряют работоспособность из-за усталостного разрушения поверхностных слоев дорожек качения и тел качения. Поэтому они рассчитываются на долговечность работы.

Порядок подбора и расчета подшипников качения.

1. Рекомендации по подбору типа подшипников.

В соответствии с установившейся практикой проектирования и эксплуатацией машин тип подшипника выбирают следуя рекомендациям:

-для опор валов цилиндрических колес чаще всего используют шариковые радиальные подшипники. Предварительно принимают подшипники легкой серии;

-конические и червячные колеса должны быть точно и жестко зафиксированы и поэтому в качестве опор таких валов устанавливают конические радиально-упорные подшипники;

-для опор вала конической шестерни, имеющей консольное расположение, используют конические радиально-упорные подшипники;

-в качестве опор червяка – шариковые радиально-упорные подшипники;

-для опор плавающих валов шевронных передач используют

Радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами.

Во всех случаях рекомендуются начинать подбор подшипников с легкой серии и нулевого класса точности.

2.Порядок определения маркировки подшипника.

2.1.В зависимости от диаметра цапфы определяются 2 последние цифры в маркировке подшипника делением диаметра цапф на 5.

2.2.Назначается легкая серия.

2.3. Назначается тип подшипника по воспринимаемой нагрузке и форме тел качения.

2.4.Составляется маркировка подшипника, выбираются в соответствии с ГОСТом параметры подшипника:

d = D= B= C_o= C=

3.Порядок расчета подшипников качения на долговечность

Выбранный подшипник качения проверяют на долговечность по динамической грузоподъемности

$$L = \left(\frac{C}{F_{\text{экв}}} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}, \text{ часов}$$

где C- динамическая грузоподъемность выбранного подшипника:

$P_{\text{экв}}$ – эквивалентная нагрузка

$$F_{\text{экв}} = (XV R_r + Y R_a) K_{\sigma} K_T$$

где X, Y –коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузок,
принимаемые в зависимости от отношения $\frac{F_a}{VR_r}$:

если $\frac{F_a}{VR_r} \geq e$, то значения X,Y принимают по таблицам;

если $\frac{F_a}{VR_r} \leq e$, то X=1, Y=0;

e-коэффициент осевой нагрузки, величина которого определяется в зависимости от отношения: $\frac{F_a}{C_0}$ по таблице 1

Таблица 1. Коэффициенты X,Y и e для шариковых радиальных подшипников.

$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VR_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VR_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
0,014	1	0	0,56	2,3	0,19
0,028				1,99	0,22
0,056				1,71	0,26
0,084				1,55	0,28
0,11				1,45	0,3
0,17				1,31	0,34
0,28				1,15	0,38
0,42				1,04	0,42
0,56				1.00	0,44

V- коэффициент кольца (V=1, если вращается внутреннее кольцо; V=1,2, если вращается внешнее кольцо)

F_a –осевая нагрузка подшипника;

R_r - суммарная радиальная нагрузка подшипника в каждой опоре

$$R_r = \sqrt{(R_x^2 + R_y^2)},$$

где R_x, R_y - соответственно реакции подшипника в горизонтальной и вертикальной плоскостях ;

K_σ – коэффициент нагрузки /с.145/

K_t –температурный коэффициент /с.147/

$m=3$ - для шариковых; $m = \frac{10}{3}$ - для роликовых подшипников

Полученное значение долговечности сравнивают с ресурсом работы редуктора и делают вывод о пригодности подшипников т. е. $L \geq [L]$

Задание для практической работы

Подобрать подшипники качения для ведомого вала редуктора, проверить их на долговечность, сформулировать вывод о пригодности подшипников, в случае непригодности подшипников предложить возможные варианты их замены.

Исходные данные:

-частота вращения ведомого вала $n =$ (результаты работы №16)

-тип передачи: цилиндрическая прямозубая

-диаметр цапфы $d_{ц} =$ (результаты работы №22)

-реакции связей в вертикальной плоскости:

$R_{ya} =$ $R_{yc} =$ (результаты работы №15)

-реакции связей в горизонтальной

$R_{xa} =$ $R_{xc} =$ (результаты работы №15)

-ресурс работы подшипников $[L] = 10000$ часов

Контрольные вопросы

1. Укажите критерии подбора подшипников качения.
2. Запишите формулу для определения эквивалентной нагрузки с расшифровкой входящих величин.
3. Как Вы понимаете «грузоподъемность подшипника»?
4. Назовите факторы, влияющие на долговечность подшипников.
5. В чём преимущество роликовых подшипников перед шариковыми?

Ход выполнения работы.

1. Подобрать подшипники.
2. Составить маркировку подшипника, выбрать в соответствии с ГОСТом параметры подшипника: $d =$ $D =$ $B =$ $C_o =$ $C =$

3. Определить суммарную радиальную нагрузку в каждой опоре.
4. Определить эквивалентную нагрузку в каждой опоре.
5. Определить долговечность наиболее нагруженного подшипника.
6. Сформулировать вывод о пригодности подшипников.
7. Ответить на контрольные вопросы.
8. Сформулировать вывод по работе

Отчет по работе

Практическая работа № 23

Подбор подшипников для тихоходного вала редуктора.

Цель:

Задание:

Исходные данные:

1. Подбор подшипников.
2. Маркировка выбранного подшипника с указанием его параметров.
3. Определение суммарной радиальной нагрузки в каждом подшипнике.
4. Определение эквивалентной нагрузки в каждом подшипнике.
5. Определение долговечности наиболее нагруженного подшипника
6. Вывод о пригодности выбранных подшипников.
7. Ответы на контрольные вопросы.
8. Вывод по работе.

Рекомендуемая литература

. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие.- Изд. 2-е, переработ. и доп.- Калининград: Янтар. сказ, 2015.-454с.: ил.,- Б.ц.

Практическая работа №24

Расчет сварного соединения.

Цель: освоение методики расчета сварных соединений.

Умения: *определение напряжений в конструкционных элементах.*

Знания: *методика расчета элементов конструкций на прочность.*

Теоретический материал.

Неразъемные соединения элементов конструкций с использованием сварки называются *сварными*.

Сваркой называют процесс образования неразъемных соединений за счет создания атомно-молекулярных связей между элементарными частицами сопрягаемых деталей.

При сварке давлением поверхности соединяемых деталей претерпевают совместную *упруго-пластическую деформацию*, поверхности выравниваются, разрушается поверхностный слой. Атомы поверхностей сближаются на расстояние активного взаимодействия, и образуется металлическая связь. Применяется предварительный нагрев поверхностей до пластического состояния.

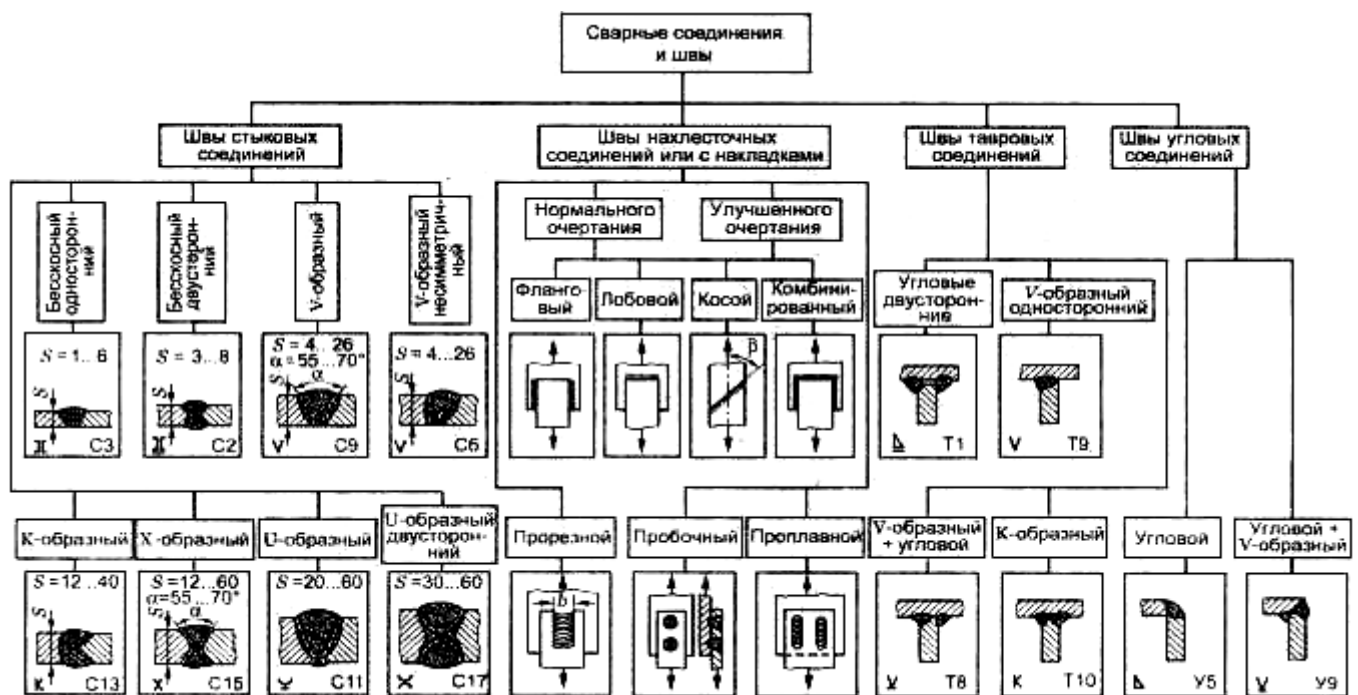


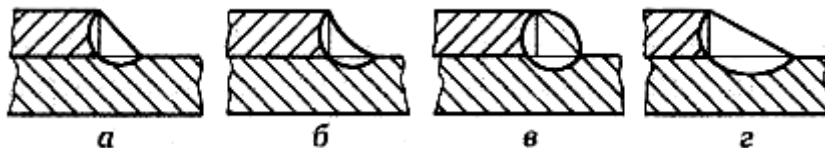
Рисунок 1. Виды сварных соединений и сварных швов

В зависимости от взаимного расположения свариваемых элементов различают следующие сварные соединения : *стыковое; угловое; тавровое; нахлесточное*.

Стыковые швы используют в основном в стыковых соединениях, бывают случаи применения в угловых, тавровых и нахлесточных соединениях.

Стыковые швы могут быть односторонними, двусторонними, без скоса и со скосом кромок различных конструкций, могут выполняться на съемной или остающейся подкладке. Конструкция стыкового шва зависит от толщины свариваемых деталей.

Угловые швы используют в тавровых, угловых и нахлесточных соединениях. Основным геометрическим параметром углового шва — катет. Угловые швы



выполняют с полным и частичным проплавлением, они бывают сплошные и прерывистые, односторонние и двусторонние.

Рис.2 Формы сечения угловых швов: *а* — нормальный; *б* — вогнутый; *в* — выпуклый; *г* — специальный улучшенный

Расчеты сварных швов при статических нагрузках

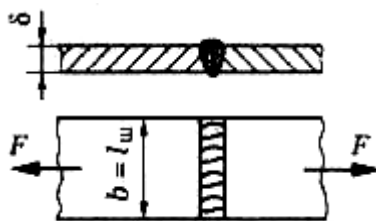


Рисунок 3. Стыковой шов

1. Расчет стыковых соединений при осевом нагружении. Считаем, что напряжения распределены в сечении равномерно. Расчет проводят на растяжение или сжатие. Возвышение шва в расчете не учитывается. Толщина шва приравнивается толщине детали (рис. 3).

Условие прочности сварного шва

$$\sigma_p' = \frac{F}{A'} = \frac{F}{\delta l_{\text{ш}}} \leq [\sigma_p]',$$

где $[\sigma_p]'$ — допускаемое напряжение растяжения для шва; A' — расчетная площадь сварного шва; δ — толщина листа; $l_{\text{ш}}$ — длина сварного шва.

2. Расчет нахлесточного соединения угловыми швами. Разрушение угловых швов происходит по наименьшему сечению треугольника шва: по плоскости, проходящей через биссектрису прямого угла. Катет шва «к», как правило, принимают равным толщине свариваемых листов:

$k = \delta$ (рис.4).

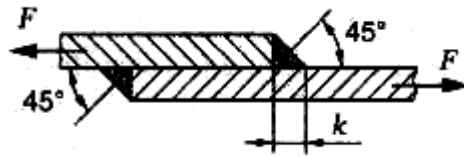


Рисунок 4. Нахлесточное соединение

Условие прочности на сдвиг

$$\tau'_c = \frac{Q}{A'_c} \leq [\tau_c],$$

где Q — поперечная сила, $Q = F$; A'_c — расчетная площадь сварочного шва на сдвиг.

Формула подходит для лобовых и фланговых швов (рис. 5).

4. Условия прочности для сварных швов, изображенных на рис. 5:

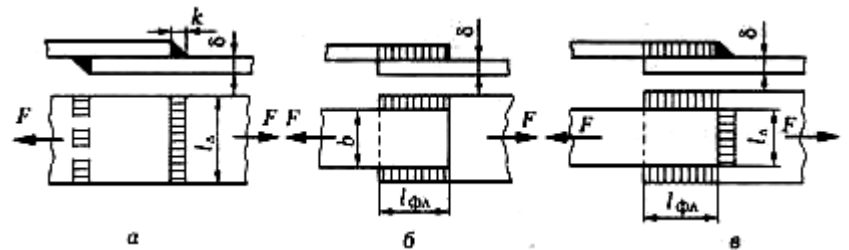


Рис.5 . Нахлесточные соединения:

a — лобовыми швами; b — фланговыми швами; v — комбинированное

$$a) \tau'_c = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot \ell_n} \leq [\tau_c]$$

$$b) \tau'_c = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot \ell_{fl}} \leq [\tau_c]$$

$$v) \tau'_c = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot (\ell_n + 2\ell_{fl})} \leq [\tau_c]$$

Допускаемые напряжения для металла швов выбираются в зависимости от типа сварки и вида деформации в долях от допускаемого напряжения растяжения основного металла.

Таблица 1. Допускаемые напряжения в сварных швах при статической нагрузке

Способ сварки и тип электрода	Стыковые швы		Нахлесточные швы при срезе $[\tau_{ср}]'$
	При растяжении $[\sigma']_p$	При сжатии $[\sigma']_c$	
Контактный точечный	-	-	$0,5[\sigma]_p$
Ручной электродами Э34	$0,6[\sigma]_p$	$0,75[\sigma]_p$	$0,5[\sigma]_p$
Ручной электродами Э42	$0,8[\sigma]_p$	$0,9[\sigma]_p$	$0,6[\sigma]_p$
Автоматический под слоем флюса, контактный стыковой с оплавлением, ручной электродами Э42А, Э50А в среде защитного газа	$0,9[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,65[\sigma]_p$
$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[S]}$, где σ_T –предел текучести основного материала, $[S]$ -допускаемый коэффициент запаса прочности, $[S]=1,35-1,7$, большие значения для легированных сталей.			

Пример расчета.

Проверить прочность сварного соединения с накладкой. Действующая нагрузка 60 кН, предел текучести соединяемых пластин $\sigma_T=190 \text{ Н/мм}^2$, допускаемый коэффициент запаса прочности, $[S]=1,35$, способ сварки: ручной электродами Э42.

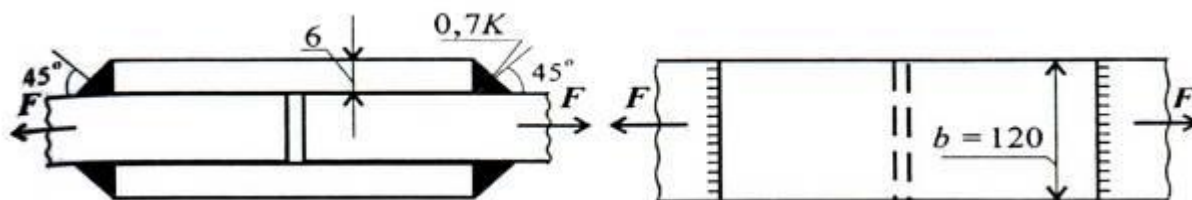


Рисунок 6.Схема нагружения к примеру.

1. Нагрузка передается через 2 нахлесточных лобовых шва слева и через 2 шва справа.

2. Определение величины допускаемых напряжений

$$[\tau_{ср}]' = 0,6[\sigma]_p = 0,6\sigma_T/[S] = 0,6 \cdot 190/1,35 = 84 \text{ Н/мм}^2$$

3.Разрушение угловых швов происходит по площадкам, расположенным под углом 45° к поверхности соединяемых листов, площадь среза одного шва

$$A_{cp} = 0,7 \cdot K \cdot b.$$

4. Проверка прочности соединения на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{Q}{A_{cp} \cdot i} = \frac{F}{0,7 \cdot K \cdot b \cdot i} = \frac{60 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 6 \cdot 120 \cdot 2} = 59,5 \frac{H}{мм^2} < [\tau_{cp}]' = 84 \text{ Н/мм}^2.$$

Прочность сварного шва обеспечена.

Задание к практической работе

Проверить прочность сварного соединения угловыми швами (рис.7) с накладкой, толщиной S , шириной b . Действующая нагрузка F , предел текучести соединяемых пластин $\sigma_T = 340 \text{ Н/мм}^2$, допускаемый коэффициент запаса прочности, $[S] = 1,5$, способ сварки автоматический под слоем флюса. В случае не обеспечения прочности предложить варианты, позволяющие выполнить условие прочности. Исходные данные принять в соответствии с вариантом по таблице 2.

Таблица 2. Варианты заданий к практической работе № 24.

№ варианта	F, кН	S, мм	b, мм	№ варианта	F, кН	S, мм	b, мм
1	50	8	90	14	45	11	100
2	45	9	100	15	28	12	110
3	40	10	80	16	42	8	120
4	52	11	120	17	35	9	70
5	65	12	100	18	36	10	60
6	48	8	60	19	40	11	80
7	56	10	80	20	42	12	90
8	38	9	100	21	35	8	100
9	54	11	110	22	36	9	70
10	38	12	120	23	28	10	65
11	40	8	90	24	25	11	70
12	60	9	80	25	35	12	80
13	70	10	110	26	46	8	90

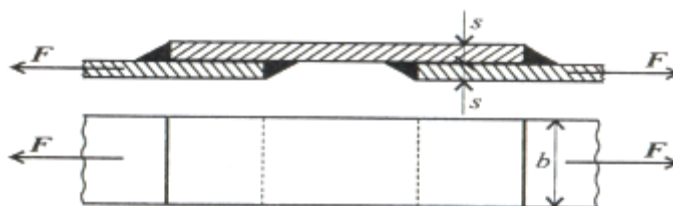


Рисунок 7. Схема нагружения к практической работе № 24.

Ход выполнения работы.

1. Вычертить схему нагружения
 2. Записать исходные данные
 3. Определить тип шва.
 4. Определить величину допускаемого напряжения
 5. записать формулу для определения площади среза одного сварного шва
 6. записать условие прочности, определить расчетные напряжения среза.
 7. проанализировать полученный результат и сделать вывод о прочности сварного шва. В случае необходимости предложить варианты обеспечения прочности.
2. Ответить на контрольные вопросы.
 3. Сформулировать вывод по работе.

Контрольные вопросы.

1. Изобразите схемы стыкового и нахлесточного швов.
2. Назовите напряжения, по которым ведут расчеты стыковых и нахлесточных швов.
3. Факторы, влияющие на величину допускаемых напряжений материала сварных швов?
4. Условия прочности для расчета стыковых и нахлесточных сварных соединений?

Отчет по работе

Практическая работа №24.

Расчет сварного соединения.

Цель:

1. Задание к практической работе.
2. Схема нагружения.
3. Исходные данные: $F =$; $S =$; $b =$
4. Определение типа шва.
5. Определение величины допускаемого напряжения.
6. Определение площади среза.

- 7.Проверка прочности соединения.
- 8.Анализ полученного результата.
- 9.Ответы на контрольные вопросы.
- 10.Вывод по работе.

Практическая работа №25.

Расчет резьбового соединения при постоянной нагрузке.

Цель: формирование навыков расчета резьбовых соединений.

Умения: производить расчеты простейших сборочных единиц

Знания: основы расчета простейших сборочных единиц.

Теоретический материал.

Для получения машиностроительных изделий детали, сборочные единицы соединяют между собой сборкой. Соединения, которые позволяют разъединять детали без их повреждения, называются *разъемными*. К таким соединениям относятся резьбовые .

Резьбовым называют соединение составных частей изделия с применением детали, имеющей резьбу. Основными и наиболее распространенными резьбовыми крепежными соединениями являются болтовые, винтовые и шпилечные.

Основным критерием работоспособности стандартных крепежных резьбовых соединений является прочность стержня на растяжение. При расчете прочности нарезанной части стержня в качестве расчетного диаметра принимают:

$d_p = d_2 - 0,94p$, где d_2 –наружный диаметр резьбы, p –шаг резьбы.

Основные случаи расчета резьбовых соединений следующие:

- расчет незатянутых болтов;
- расчет затянутых болтов без внешней нагрузки;
- расчет затянутых болтов с внешней осевой нагрузкой;
- расчет соединения, нагруженного сдвигающей силой.

Одним из случаев затянутого винта, нагруженного внешней осевой нагрузкой являются болты, предназначенные для крепления подшипниковых фланцевых крышек редукторов. Их назначение воспринимать силы, передаваемую на крышку редуктора внешними кольцами подшипников и прижимать фланцы крышки к корпусу для предотвращения утечки масла из редуктора (рис.1).

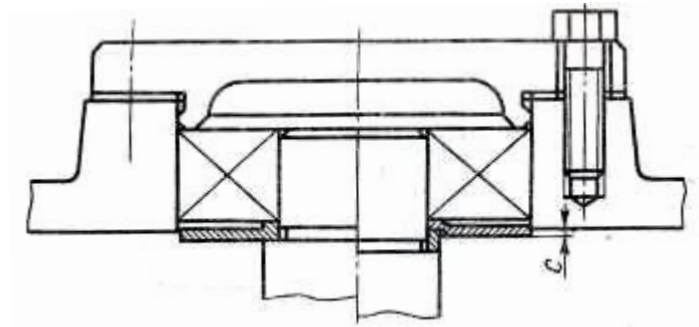


Рисунок 1.Схема крепления подшипниковой крышки стяжными болтами.

Винты изготавливают из стали 30, 33, класса прочности 5.6 (первая цифра, умноженная на 100, определяет предел прочности $\sigma_b = 500 \text{ Н/мм}^2$, произведение цифр, умноженное на 10, определяет предел текучести материала $\sigma_t = 300 \text{ Н/мм}^2$)

Стяжные винты рассчитываются на совместное действие растяжения и кручения по эквивалентным напряжениям:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1.3 \cdot F_p}{A} \leq [\sigma],$$

где F_p –расчетная сила затяжки винтов, обеспечивающая нераскрытие стыка под нагрузкой, Н

$$F_p = [K_3 (1 - x) + x] \cdot F_b$$

K_3 –коэффициент затяжки; при постоянной нагрузке $K_3 = 1,25 \dots 2$;

x –коэффициент основной нагрузки, $x = 0,2 \dots 0,3$ -для соединения стальных и чугунных деталей без прокладок, $x = 0,4 \dots 0,5$ – для металлических деталей с упругими прокладками (резина, паронит);

$F_b = 0,5R_y$ – сила, воспринимаемая одним стяжным болтом, где R_y – большая из реакций в подшипниках в вертикальной плоскости, Н;

A – площадь опасного сечения винта, $A = \frac{\pi d_p^2}{4}$, мм^2 ,

где расчетный диаметр нарезанной части винта $d_p = d_2 - 0,94r$,

где d_2 – наружный диаметр резьбы, p – шаг резьбы /т.К5,с401/,

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение при неконтролируемой затяжке; для болтов с диаметром до 16 мм: $[\sigma] = (0,2 \dots 0,25) \sigma_T$;

Стандартные крепежные детали общего назначения изготавливают из низко- и среднеуглеродистых сталей обыкновенного качества СтЗ, качественных сталей — сталь 10, 20, 35 и др.

Стальные винты, болты и шпильки изготавливают из материалов 12 классов прочности, которые обозначаются двумя числами: первое число, умноженное на 100, равно пределу прочности материала; если первое число умножить на второе и на 10, получим предел текучести материала. Например, 4,6: $\sigma_B = 400$ МПа, $\sigma_T = 240$ МПа.

Для ответственных деталей используют легированные стали 40Х, 30ХГСА.

Задание для практической работы:

Проверить прочных стяжных винтов подшипниковых узлов ведомого вала цилиндрического зубчатого редуктора винтов (рис.1). Диаметр винтов $d_2 = 10$ мм, количество винтов $n=4$, шаг резьбы крупный, класс прочности 5.6 из стали 30 по ГОСТ 11738-84. Исходные данные: максимальная реакция подшипника в вертикальной плоскости /принять по результатам практической работы №15/

Ход выполнения работы.

1. Определить величину силы, приходящейся на 1 винт $F_B = R_y/2$.
2. Определить механические характеристики прочности материала: $\sigma_B =$
 $\sigma_T =$ и допускаемого напряжения $[\sigma]$.
3. Определить расчетную силу затяжки винтов.
4. Определить площадь опасного сечения.
5. Определить эквивалентные напряжения.
6. Проанализировать результат и сделать вывод о прочности.
7. Ответить на контрольные вопросы.

8. Сформулировать вывод по работе.

Контрольные вопросы.

1. Что характеризует числовое обозначение класса прочности болта?
2. Как определяется допускаемое напряжение для болтов на растяжение?
3. Назначение болтов, предназначенных для крепления подшипниковых фланцевых крышек редукторов?
4. Виды нагружения стяжных болтов, предназначенных для крепления подшипниковых фланцевых крышек редукторов?

Отчет по работе.

Практическая работа №25.

Расчет резьбового соединения при постоянной нагрузке.

Цель:

1. Задание к практической работе
2. Исходные данные:
3. Определение величины силы, приходящейся на 1 винт $F_v = R_y/2$.
4. Определение механических характеристик прочности материала: $\sigma_v =$
 $\sigma_t =$ и допускаемого напряжения $[\sigma]$.
5. Определение расчетной силы затяжки винтов.
6. Определение площади опасного сечения.
7. Определение эквивалентных напряжений.
8. Вывод о прочности.
9. Ответы на контрольные вопросы.
10. Вывод по работе

Критерии оценивания выполнения практических работ.

№ п/п	Критерии оценивания	Оценка
1	Выполнение работы в полном соответствии с методическими рекомендациями без помощи преподавателя	5 (отлично)
2	Выполнение работы в полном соответствии с методическими рекомендациями с несущественными ошибками, исправленными самостоятельно	4 (хорошо)
3	Выполнение работы в основном в соответствии с методическими рекомендациями с несущественными ошибками, исправленными с помощью преподавателя.	3 (удовлетворительно)