

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Магнитогорский государственный технический университет
им. Г.И. Носова»

Многопрофильный колледж



**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ
ЛАБОРАТОРНО-ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ
ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ
ОП.04 ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА**

**программы подготовки специалистов среднего звена
по специальности СПО**

**15.02.03 Техническая эксплуатация гидравлических машин, гидроприводов
и гидропневмоавтоматики**

Магнитогорск, 2018

ОДОБРЕНО

Предметно-цикловой комиссией
Механического и гидравлического
оборудования

Председатель: О.А. Тарасова
Протокол №6 от 21 февраля 2018 г.

Методической комиссией

Протокол №4 от 01 марта 2018 г.

Разработчик

В.Я. Самарина,
преподаватель МпК ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»
В.В. Радомская,
преподаватель МпК ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»

Методические указания разработаны на основе рабочей программы учебной дисциплины «Техническая механика».

СОДЕРЖАНИЕ

1 Введение.....	4
2 Методические указания	
Практическая работа 1 Условие равновесия системы сходящихся сил.....	5
Практическая работа 2 Составление уравнений равновесия системы произвольно расположенных сил.....	6
Практическая работа 3 Определение реакций в 2х опорной балке.....	6
Практическая работа 4 Определение реакций в жесткой заделке.....	8
Практическая работа 5 Расчет на прочность, жесткость и экономичность при растяжении и сжатии.....	9
Практическая работа 6 Проектный расчет на прочность, жесткость и экономичность при растяжении и сжатии.....	9
Практическая работа 7 Практические расчеты на срез и смятие.....	10
Практическая работа 8 Расчет на прочность, жесткость и экономичность при кручении.....	11
Практическая работа 9 Проектный расчет на прочность, жесткость и экономичность при кручении.....	12
Практическая работа 10 Построение эпюр Q и $M_{изгиб}$	12
Практическая работа 11 Определение опасного сечения балки.....	12
Практическая работа 12 Выбор рациональных сечений балки.....	13
Практическая работа 13 Сложное сопротивление.....	14
Практическая работа 14 Устойчивость сжатых стержней.....	15
Практическая работа 15 Определение работы, мощности, КПД.....	15
Практическая работа 16 Кинематический и силовой расчет 2-хступенчатой передачи.....	18
Практическая работа 17 Расчет параметров прямозубых цилиндрических передач.....	19
Практическая работа 18 Расчет параметров косозубых и шевронных цилиндрических передач.....	16
Практическая работа 19 Расчет параметров червячной передачи.....	20
Практическая работа 20 Расчет цепной передачи.....	24
Практическая работа 21 Проектный расчет валов.....	26
Практическая работа 22 Подбор подшипников качения.....	30
Лабораторная работа 1 Испытание образцов материалов на растяжение и сжатие...	34
Лабораторная работа 2 Изучение конструкций различных типов редукторов.....	38

1 ВВЕДЕНИЕ

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

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

Ведущей дидактической целью практических занятий является формирование профессиональных практических умений: умений решать задачи по технической механике, необходимых в последующей учебной деятельности.

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

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

В результате их выполнения, обучающийся *должен*:

уметь:

- производить расчеты механических передач и простейших сборочных единиц;
- читать кинематические схемы;
- определять напряжения в конструкционных элементах.

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

ПК 1.1. Организовывать и выполнять монтаж гидравлических и пневматических устройств и систем.

ПК 1.3. Организовывать и проводить испытания гидравлических и пневматических устройств и систем.

ПК 1.6. Организовывать и выполнять ремонт гидравлических и пневматических систем.

ПК 2.2. Использовать прикладные программы при оформлении конструкторской и технологической документации.

В процессе освоения дисциплины у студентов должны формироваться общие компетенции:

ОК 1. Понимать сущность и социальную значимость своей будущей профессии, проявлять к ней устойчивый интерес.

ОК 2. Организовывать собственную деятельность, выбирать типовые методы и способы выполнения профессиональных задач, оценивать их эффективность и качество.

ОК 4. Осуществлять поиск и использование информации, необходимой для эффективного выполнения профессиональных задач, профессионального и личностного развития.

ОК 5. Использовать информационно-коммуникационные технологии в профессиональной деятельности.

ОК 6. Работать в коллективе и команде, эффективно общаться с коллегами, руководством, потребителями.

ОК 7. Брать на себя ответственность за работу членов команды (подчиненных), результат выполнения заданий.

ОК 8. Самостоятельно определять задачи профессионального и личностного развития, заниматься самообразованием, осознанно планировать повышение квалификации.

Выполнение обучающимися лабораторных и практических работ по учебной дисциплине «Техническая механика» направлено на:

- обобщение, систематизацию, углубление, закрепление, развитие и детализацию полученных теоретических знаний по конкретным темам учебной дисциплины;

- формирование умений применять полученные знания на практике, реализацию единства интеллектуальной и практической деятельности;

- формирование и развитие умений: наблюдать, сравнивать, сопоставлять, анализировать, делать выводы и обобщения, самостоятельно вести исследования, пользоваться различными приемами измерений, оформлять результаты в виде таблиц, схем, графиков;

- развитие интеллектуальных умений у будущих специалистов: аналитических, проектировочных, конструктивных и др.;

- выработку при решении поставленных задач профессионально значимых качеств, таких как самостоятельность, ответственность, точность, творческая инициатива.

Практические и лабораторные занятия проводятся после соответствующей темы, которая обеспечивает наличие знаний, необходимых для ее выполнения.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Тема 1.2 Плоская система сходящихся сил

Практическая работа № 1

Условия равновесия системы сходящихся сил

Цель:

научиться составлять уравнения равновесия плоской системы сходящихся сил и определять реакции опор.

Выполнив работу, Вы будете уметь:

- проводить расчеты при проверке на прочность механических систем;
- составлять уравнения равновесия плоской системы сходящихся сил

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству обучающихся;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

Составить уравнения равновесия плоской системы сходящихся сил и определить реакции опор.

Краткие теоретические сведения:

Проекция сил на ось.

Проекция силы на ось — это отрезок, заключённый между проекциями начала и конца вектора силы.

Проекция силы на ось равна произведению силы на косинус **острого** угла.

$$F_{x(y)} = F \cos \alpha$$

Правило знаков.

Проекция силы на ось считается положительной, если сила совпадает по направлению с осью, и отрицательной- если нет.

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы

1. Вычертить систему сил в первоначальном положении (см рисунок 2)
2. Вычертить систему сил в соответствии с данными (см рисунок 3)
3. Определить сумму проекций сил на оси X, Y

$$\sum F_{ix} = 0;$$

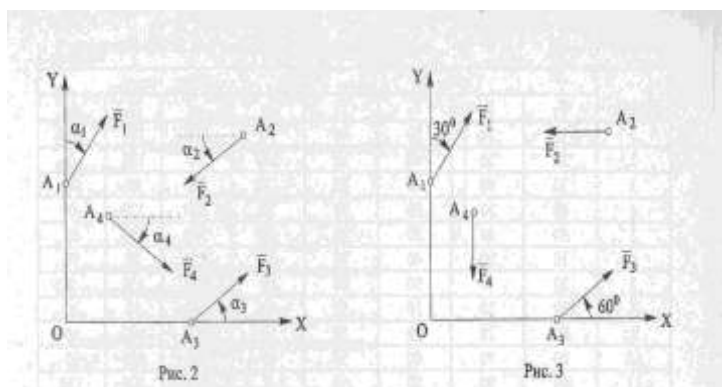
$$\sum F_{iy} = 0;$$

4. Подставить значения сил в уравнения и определить проекции равнодействующей.

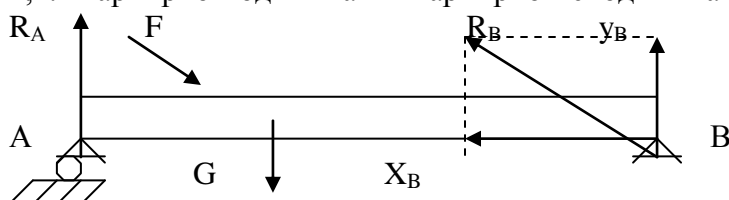
5. Определить величину равнодействующей

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ



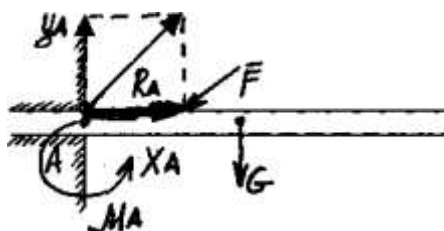
1,2. Шарнирно-подвижная и шарнирно-неподвижная опора.



В шарнирно-подвижной опоре возникает одна вертикальная реакция.

В шарнирно-неподвижной - вертикальная и горизонтальная составляющие.

3. Связь в виде жесткой заделки



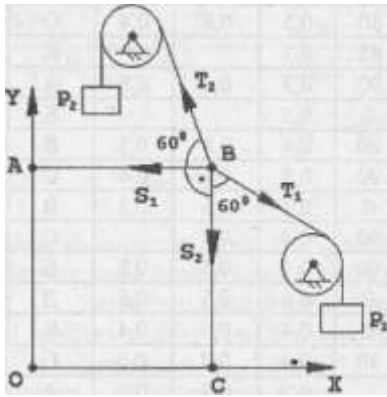
M_A — реактивный момент:

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Рассмотрим равновесие точки В, где сходятся стержни и закреплены канаты. Связями для точки В являются два каната и два стержня ВА и ВС.
2. Освободимся от связей и заменим их действие силами реакций. Реакция гибкой связи (каната) направлена вдоль связи и обязательно внутрь связи. Реакция невесомого прямолинейного стержня, имеющего по краям шарниры, направлена вдоль стержня. Направим усилия в стержнях от точки В, предположив тем самым, что стержни работают на растяжение.

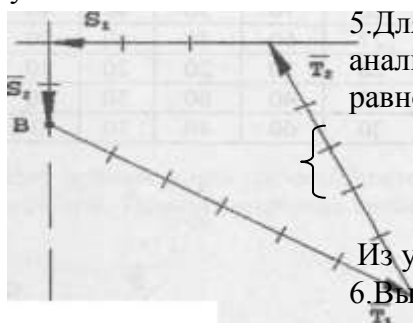


3. Расставим схему сил, действующих на точку В.

В точке В действует система сходящихся сил, которая уравновешена, т.е. $(T_1, T_2, S_1, S_2) = 0$. Графически это будет означать, что силовой многоугольник, построенный из сил системы, окажется замкнутым.

4. Выберем масштаб 5 мм/1 кН и построим силовой многоугольник. Учитывая, на основании аксиомы действия и противодействия, что $T_1 = P_1$ и $T_2 = P_2$ начнем построение многоугольника с известных сил T_1 и T_2 . После чего проводим линии действия двух неизвестных сил S_1 и S_2 через начало и конец известных векторов. Расставляем направление векторов, замкнув многоугольник. Измерив длины векторов

S_1 и S_2 и умножив их значения на масштаб, определим значения усилий.



5. Для проверки найденных значений проведем аналитическое решение, составив для этого уравнения равновесия для узла.

$$\sum F_{ix} = 0$$

$$\sum F_{iy} = 0$$

Из уравнений определим усилие в стержнях.

6. Вывод: погрешность при графическом решении незначительная $S_1 = \text{Кн}$, $S_2 = \text{Кн}$. Оба стержня работают на растяжение.

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ

Тема 1.4. Плоская система произвольно расположенных сил

Практическая работа № 2

Составление уравнений равновесия плоской системы произвольно расположенных сил

Цель работы:

- научиться определять моменты сил относительно любой точки на балке
- научиться составлять уравнения равновесия плоской системы сил и решать их.

Выполнив работу, Вы будете:

уметь:

- проводить расчеты при проверке на прочность механических систем
- составлять уравнения равновесия плоской системы сил и решать их;

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству обучающихся;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели

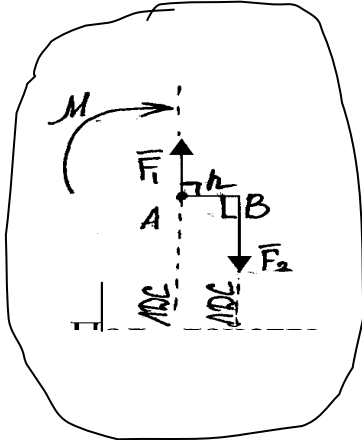
- плакаты

Задание:

Составить уравнения равновесия плоской системы сил относительно разных точек на балке

Краткие теоретические сведения:

Пара сил. Момент



$$F_1 = F_2$$
$$F_1 \parallel F_2 \quad h - \text{плечо}$$

Пара сил – две равные по величине, параллельные, противоположно направленные и не лежащие на одной ЛДС силы.

Под действием пары сил тело стремится вращаться. Характеристикой вращения является момент

$$M = F h \text{ (Нм)}$$

Момент пары сил равен произведению силы на плечо, где плечо — кратчайшее расстояние между ЛДС.

Правило знаков:

Момент считается положительным, если стремится вращать тело по часовой стрелке, и отрицательным, если - против.

Свойство пар.

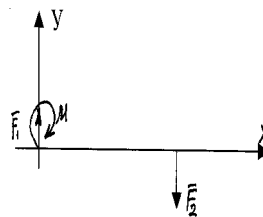
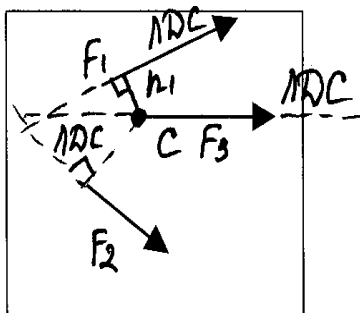
1. Пара сил не имеет равнодействующей

2. Сумма проекции сил на оси x, y

$$\begin{cases} \sum F_{ix} = 0 \\ \sum F_{iy} = F_1 - F_2 = 0 \end{cases}$$

3. Пара сил не имеет проекций ни на какую ось. **Момент в уравнении проекции не пишется!!!**

Момент силы относительно точки



$$M_{F1} = F_1 h_1$$

$$M_{F2} = F_2 h_2$$

$$M_{F3} = 0 \text{ т.к. } h_3 = 0$$

Момент силы относительно точки равен нулю, если точка лежит на ЛДС.

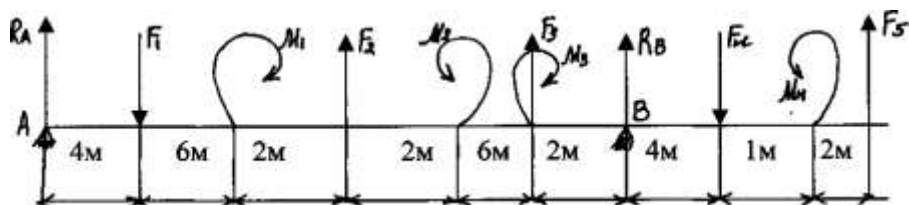
Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме

- 2..Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
- 3.Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
- 4.Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

- 1.Записать уравнение моментов относительно выбранных точек.



2. Решить уравнения
3. Сделать проверку

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ

$$\sum M_A = 0; F_1 \cdot 4 + M_1 - F_2 \cdot 12 - M_2 + F_3 \cdot 20 + M_3 - R_B \cdot 22 + F_4 \cdot 26 - M_4 - F_5 \cdot 29 = 0$$

$$\sum M_B = 0, R_A \cdot 22 - F_1 \cdot 18 + M_1 + F_2 \cdot 10 - M_2 + M_3 - F_3 \cdot 2 + F_4 \cdot 4 - M_4 - F_5 \cdot 7 = 0$$

Проверка. $\sum F_{iy} = 0$ $R_A - F_1 + F_2 - F_3 + R_B - F_4 + F_5 = 0$

Тема 1.4 Плоская система произвольно расположенных сил

Практическая работа № 3

Определение реакций в 2х опорной балке

Цель работы:

- научиться составлять уравнения равновесия плоской системы произвольно расположенных сил в 2х опорной балке и решать их.

Выполнив работу, Вы будете уметь:

- проводить расчеты при проверке на прочность механических систем
- составлять уравнения равновесия плоской системы произвольно расположенных сил и решать их;

Материальное обеспечение:

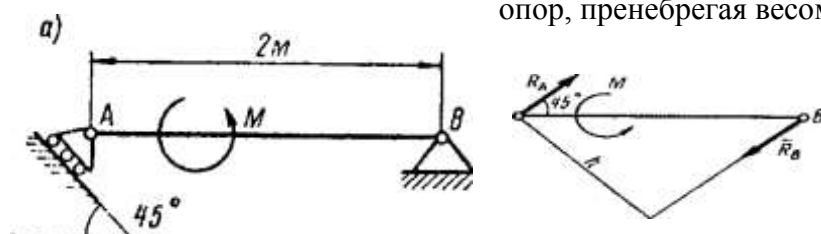
- посадочные места по количеству обучающихся;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

- классифицировать нагрузки и определить реакции в различных видах опор

Краткие теоретические сведения:

На балку А В действует пара сил, момент которой известен. Определить реакции опор, пренебрегая весом балки. .



Рассмотрим равновесие балки АВ

Связь в точке В — шарнирно-неподвижная опора (рис. а), величина и направление реакции которой заранее неизвестны.

Связь в точке А — шарнирно-подвижная опора. Реакция ее направлена перпендикулярно к плоскости катания.

Так как на балку действует пара сил с моментом M , то она может быть уравновешена только парой сил. Следовательно, опорные реакции R_a и R_b должны образовать пару сил. Направление линии действия реакции R_b определено.

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Вычертить заданную балку в соответствии с требованиями инженерной графики.
2. Показать реакции в опорах - направление выбирается произвольно.
3. Составить уравнения равновесия плоской системы произвольно расположенных сил относительно разных точек. Правило знаков – часы.

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ.

Тема 1.4 Плоская система произвольно расположенных сил

Практическая работа № 4

Определение реакций в жесткой заделке

Цель работы:

- научиться составлять уравнения равновесия плоской системы произвольно расположенных сил в жесткой заделке и решать их.

Выполнив работу, Вы будете уметь:

- проводить расчеты при проверке на прочность механических систем
-- составлять уравнения равновесия плоской системы произвольно расположенных сил и решать их;

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству обучающихся;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

- классифицировать нагрузки и определить реакции в различных видах опор

Краткие теоретические сведения:

Жесткая заделка. Заделка (рис. 1.12) исключает возможность любых перемещений вдоль осей Ox и Oy , а также поворот в плоскости xOy . Поэтому такая связь при освобождении тела от связи будет заменяться реакцией R (или ее проекциями R_x и R_y и моментом в заделке M_A).

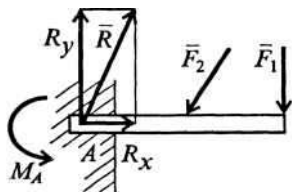


Рис. 1.12

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

4. Вычертить заданную балку в соответствии с требованиями инженерной графики.
5. Показать реакции в опорах - направление выбирается произвольно.
6. Составить уравнения равновесия плоской системы произвольно расположенных сил относительно разных точек. Правило знаков – часы.

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ.

Тема 2.2 Растяжение и сжатие

Практическая работа № 5,6

Расчёт на прочность, жесткость и экономичность при растяжении и сжатии.

Цель работы: Из заготовки квадратного сечения спроектировать наиболее рациональную форму балки исходя из условий прочности и экономичности; проверить спроектированную балку на прочность и экономичность; дать рекомендации по эксплуатации.

Выполнив работу, Вы будете уметь:

- проводить расчеты при проверке на прочность механических систем
- рассчитывать наиболее рациональную форму балки исходя из условий прочности и экономичности;

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству обучающихся;

- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

1 спроектировать наиболее рациональную форму балки исходя из условий прочности и экономичности;

2. проверить спроектированную балку на прочность и экономичность; 3. дать рекомендации по эксплуатации.

Краткие теоретические сведения:

Под растяжением понимается такой вид нагружения, при котором в поперечных сечениях бруса (стержня) возникают только нормальные силы, а все прочие внутренние силовые факторы (поперечные силы, крутящий и изгибающие моменты) **равны нулю**. Сжатие отличается от растяжения только знаком силы N : при растяжении нормальная сила N направлена от сечения (см. рис. 2.1), а при сжатии - к сечению. Поэтому при анализе внутренних сил сохраняется единство подхода к вопросам растяжения и сжатия. Исключение составят длинные тонкие стержни, для которых сжатие сопровождается изгибом

Закон Гука. Многочисленные наблюдения за поведением твердых тел показывают, что в подавляющем большинстве случаев перемещения в определенных пределах пропорциональны действующим силам. Впервые в 1676 г. Гуком был сформулирован закон о том, что «какова сила, такова и деформация».

В современной трактовке закон Гука определяет *линейную зависимость между напряжением и деформацией*:

$$\sigma = E\varepsilon.$$

Здесь коэффициент пропорциональности E есть *модуль упругости первого рода*, ε - деформация, которую для однородного стержня можно определить как

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}.$$

Величину Δl иногда называют *относительным удлинением* стержня длиной l , удлинение которого под действием приложенной силы составило Δl .

Модуль упругости первого рода является физической константой материала; он определяется экспериментально. Для наиболее часто встречающихся материалов его значения приведены в табл. 2.1 (см. подразд. 2.3).

Удлинение стержня. Если в закон Гука вместо напряжения подставить $\sigma = N/S$, а вместо деформации $\varepsilon = \Delta l/l$, то для стержня, у которого на длине l внутренняя нормальная сила постоянная и поперечное сечение не изменяется, получим выражение для определения удлинения стержня:

$$\Delta l = \frac{Nl}{ES}.$$

При решении многих практических задач возникает необходимость наряду с удлинением, обусловленным напряжением σ , учитывать также удлинения, связанные с температурным воздействием.

В этом случае деформацию рассматривают как сумму силовой и чисто температурной деформации:

$$\varepsilon = \sigma/E + \alpha t,$$

где α - коэффициент температурного расширения материала. Для однородного стержня, нагруженного по концам и равномерно нагретого, имеем

$$\Delta l = \frac{Nl}{ES} + \alpha lt.$$

Построение эпюр. График изменения нормальной силы, напряжений и перемещений стержня вдоль его оси называется *эпюрой* соответственно нормальных сил, напряжений и

перемещений. Эпюры дают наглядное представление о законах изменения различных исследуемых величин. Построение эпюр рассмотрим на конкретном примере.

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Разбиваем балку на участки, начиная со свободной стороны.
2. Определяем продольные силы на каждом участке.
3. Строим эпюру продольных сил.
4. Определяем наиболее рациональные размеры на каждом участке, исходя из условия прочности и экономичности
5. Определяем нормальное напряжение на каждом участке и строим эпюру.
6. Определяем коэффициент запаса прочности и экономичности.
7. Делаем вывод №1 о прочности и экономичности.
8. Расчет на жесткость: Всегда начинаем с закрепленной стороны. Проставляем характерные точки на оси балки, начиная с закрепленной стороны в местах приложения сил, или изменения сечения.
9. Определяем абсолютное удлинение на каждом участке.
10. Строим эпюру абсолютного удлинения.
11. Определяем допустимое абсолютное удлинение.
12. Определяем коэффициент запаса жесткости и экономичности.
13. Делаем вывод №2 о прочности, жесткости и экономичности.
14. Даем рекомендации по эксплуатации.

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ.

Тема 2.3 Практические расчеты на срез и смятие

Практическая работа № 7

Практические расчеты на срез и смятие

Цель работы:

- научиться проверять крепежные изделия на прочность: срез и смятие

Выполнив работу, Вы будете уметь:

- проводить расчеты при проверке на прочность механических систем
- рассчитывать крепежные изделия на прочность

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству обучающихся;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

1. Проверить прочность шпонки

2. Проверить прочность заклепок, если $[\tau]_{\text{ср}} = 100 \text{ Н/мм}^2$ $[\sigma]_{\text{ср}} = 240 \text{ Н/мм}^2$

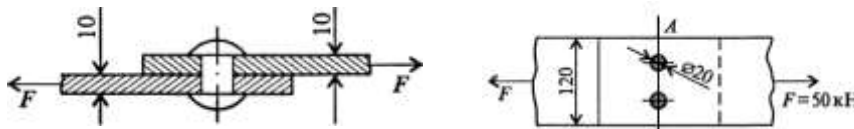


Рис. 2.8

Краткие теоретические сведения:

В поперечном сечении могут возникать как нормальные а, так и касательные напряжения т. Если к короткому брусу, жестко заделанному одним концом в стену (рис. 2.7, а), перпендикулярно к оси бруса приложить силу F, то в поперечных сечениях возникнет внутренняя поперечная сила Q в плоскости сечения, а следовательно, и касательное напряжение $\tau = Q/S$.

сведения:

возникать как нормальные

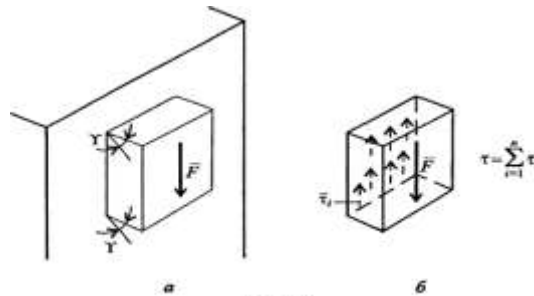


Рис. 2.7

Параллельные сечения бруса сдвигаются относительно друг друга (рис. 2.7, б) так, что верхняя грань образует угол γ с горизонталью. Установлено, что касательное напряжение τ прямо пропорционально **угловой деформации** γ :

$$\tau = G\gamma.$$

Эта зависимость выражает **закон Гука для сдвига**. Явление среза можно наблюдать, если стальную полосу или бумагу перерезать ножницами, а также в случае, если к клепаному соединению приложена сила, большая, чем та, на которую данное соединение было рассчитано. На рис. 2.8 показано, что силы F приложены в плоскости сечений; они вызывают деформацию сдвига, и может произойти срез заклепки. Вот почему сдвиг часто называют срезом.

Модуль упругости при сдвиге зависит от модуля упругости I рода E:

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

Если известны E и μ , то модуль упругости при сдвиге можно определить. Например, для стали 30 $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$, $\mu = 0,3$, следовательно,

$$G = \frac{2 \cdot 10^5}{2 \cdot (1+0,3)} = 0,77 \cdot 10^5 \text{ (Н/мм}^2\text{)}.$$

Подчеркнем, что сдвиг - это напряженное состояние. Если возникшие при сдвиге деформации находятся в пределах упругости, то после снятия нагрузки размеры и форма детали восстанавливаются. Если же деформации превысили предел упругости, то наблюдаются пластические деформации. После снятия нагрузки остается намеченное место среза. По достижении предельных напряжений произойдет срез.

Напряжения, возникающие на контактирующих поверхностях, называются напряжениями смятия. Смятие имеет место в заклепочных и болтовых соединениях. Напряжение смятия определяют по формуле

$$\sigma_{см} = F/S_{см},$$

где F - сила, с которой сдавливаются контактирующие поверхности, $S_{см}$ - площадь смятия. Если поверхность смятия является криволинейной, то площадь смятия такой поверхности вычисляется как площадь проекции этой поверхности на плоскость, перпендикулярную к линии действия сминающей силы.

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Выбираем шпонку по ГОСТ 23360-78
2. Определяем длину полумуфты, насаженной на ведущий вал редуктора по ГОСТ 21424-75
3. Находим длину шпонки и округляем по примечанию ГОСТ 21424-75
4. Определяем напряжения среза и смятие $\sigma_{см}$, МПа, из условия прочности
5. Сравниваем расчетное напряжение с допускаемым и даем рекомендации по эксплуатации.

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ.

Тема 2.5 Кручение

Практическая работа № 8

Расчёт на прочность, жёсткость и экономичность при кручении

Цель работы:

- строить эпюры крутящих моментов;
- выполнять проверочные расчеты круглого бруса для статически определимых систем;

Выполнив работу, Вы будете уметь:

- проводить расчеты при проверке на прочность механических систем
- проводить проверочные расчеты круглого бруса для статически определимых систем

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству обучающихся;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

Проверить вал на прочность, жесткость и экономичность; дать рекомендации по эксплуатации.

Краткие теоретические сведения:

Под кручением понимается такой вид нагружения, при котором в поперечных сечениях возникает только крутящий момент. Прочие внутренние силовые факторы (нормальная и поперечные силы, изгибающие моменты) равны нулю.

Рассмотрим кручение круглого бруса (рис. 2.9). К круглому брусу, жестко заделанному

в стенку, на свободном торце приложен крутящий момент M . В результате этого брус деформируется: смежные сечения поворачиваются относительно друг друга, образующая OB искривляется и занимает положение OC . При описании кручения принимаются следующие допущения и правила:

ось бруса не деформируется;
поперечные сечения, плоские до деформации, после деформации также остаются плоскими;

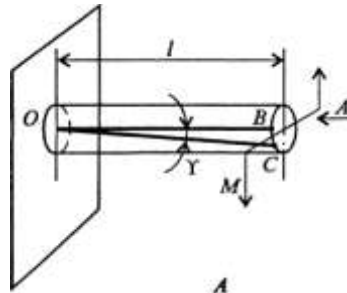
продольные волокна не изменяют своей длины (угол γ настолько мал, что изменением длины можно пренебречь);

радиусы ρ поперечных сечений остаются прямыми после деформации, поворачиваясь на некоторый угол φ ;

для внутренних крутящих следующее правило знаков: если поперечное сечение со нормали и видит момент $M_{кр}$ направленным стрелки, то момент счи-

Таким образом, при кручении в бруса возникают касательные сдвиг).

Существуют понятия угла за-



моментам принято наблюдатель смотрит на стороны внешней внутренней крутящий против хода часовой тается положительным.

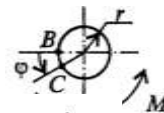
поперечном сечении напряжения (чистый

кручивания φ и

$$\theta = \varphi/l.$$

относительного угла закручивания θ :

Касательные напряжения τ при кручении неравномерно: в центре они равны нулю, а



$$\tau_{\max} = M_{кр}/W_p,$$

распределяются по сечению на максимальной окружности

поперечного сечения - максимальному значению τ_{\max} . Поэтому расчет ведется по τ_{\max} . Значение касательного напряжения зависит от внутреннего крутящего момента и геометрической характеристики поперечного сечения: где W_p есть **полярный момент сопротивления**.

Для сплошного поперечного сечения диаметром D $W_p = 0,2D^3$; для кольцевого сечения (полый вал) $W_p = 0,25\pi(D^4 - d^4)/D$, где d - внутренний диаметр (диаметр отверстия), D - внешний диаметр вала.

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Разбиваем вал на участки.
2. Находим крутящий момент на каждом участке.
3. Проверяем вал на прочность и экономичность. Определяем касательное напряжение на каждом участке.
4. Делаем вывод о прочности вала.
5. Расставляем характерные точки в местах приложения моментов, начиная с закреплённой стороны вала.
6. Проверяем жесткость вала: определяем углы закручивания на каждом участке.
7. Строим эпюру
8. Делаем вывод о жесткости.
9. Даем рекомендации по эксплуатации.

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ.

Тема 2.5 Кручение**Практическая работа № 9****Проектный расчёт на прочность, жёсткость и экономичность при кручении****Цель работы:**

- строить эпюры крутящих моментов;
- выполнять проверочные расчеты круглого бруса для статически определимых систем;

Выполнив работу, Вы будете уметь:

-проводить расчеты при проверке на прочность механических систем
-проводить проверочные расчеты круглого бруса для статически определимых систем

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству обучающихся;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

Проверить вал на прочность, жесткость и экономичность; дать рекомендации по эксплуатации.

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
- 2.Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
- 3.Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
- 4.Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

- 1.Разбиваем вал на участки.
- 2.Находим крутящий момент на каждом участке.
3. Определяем диаметры валов на каждом участке, исходя из условия прочности и экономичности
4. Вычерчиваем рациональную форму вала
- 5.Проверяем вал на прочность и экономичность. Определяем касательное напряжение на каждом участке.
- 6..Делаем вывод о прочности вала.
- 7.Расставляем характерные точки в местах приложения моментов, начиная с закреплённой стороны вала.
- 8.Проверяем жесткость вала: определяем углы закручивания на каждом участке.
- 9.Строим эпюру
- 10.Делаем вывод о жесткости.
- 11.Даем рекомендации по эксплуатации.

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ.

Тема 2.6 Изгиб

Практическая работа № 10 Построение эпюр Q и $M_{\text{изгиба}}$

Цель работы:

- применять при анализе механического состояния тела терминологию технической механики;
- определять характер нагружения и напряженное состояние в точке элемента конструкций;
- проводить несложные расчеты элементов конструкции на прочность и жесткость;
- использовать справочную и нормативную документацию;
- строить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов;

Выполнив работу, Вы будете:

уметь:

- проводить расчеты при проверке на прочность механических систем
- определять ВСФ и строить эпюры

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству обучающихся;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

Определить поперечные силы и изгибающие моменты и построить эпюры для данной балки

Краткие теоретические сведения:

Под изгибом понимается такой вид нагружения, при котором в поперечных сечениях бруса возникают изгибающие моменты Если изгибающий момент является единственным силовым фактором, а поперечные и нормальные силы отсутствуют, то такой изгиб называется **чистым**. В большинстве случаев в поперечных сечениях бруса наряду с изгибающими моментами возникают поперечные силы. В этом случае изгиб называют **поперечным**. **Брус, работающий в основном на изгиб, называется балкой**.

На балку могут действовать **сосредоточенные** силы и моменты, а также **распределенные** по длине. Например, на рис. 2.11 F - сосредоточенная сила, M - сосредоточенный момент; на участке a приложена распределенная нагрузка от нуля до q_{max} .

При описании явления изгиба используют **геометрические характеристики поперечного сечения**, учитывающие распределение материала по высоте сечения: J_x - момент инерции сечения относительно главной оси, перпендикулярной к плоскости изгибающего момента; W_x - момент сопротивления сечения при изгибе, $W_x = J_x \cdot j$. Ушах, где y_{max} - координата точки, наиболее удаленной от нейтральной линии бруса (см. рис. 2.12, б).

Например, для прямоугольного сечения

$$J_x = \frac{bh^3}{12}; \quad W_x = \frac{bh^2}{6},$$

где B - ширина; h - высота сечения; для круглого поперечного

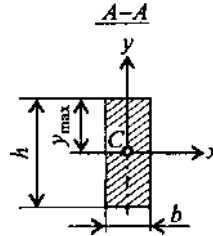
сечения

$$J_x = \frac{\pi D^4}{64}; \quad W_x = \frac{\pi D^3}{32} \approx 0,1 D^3,$$

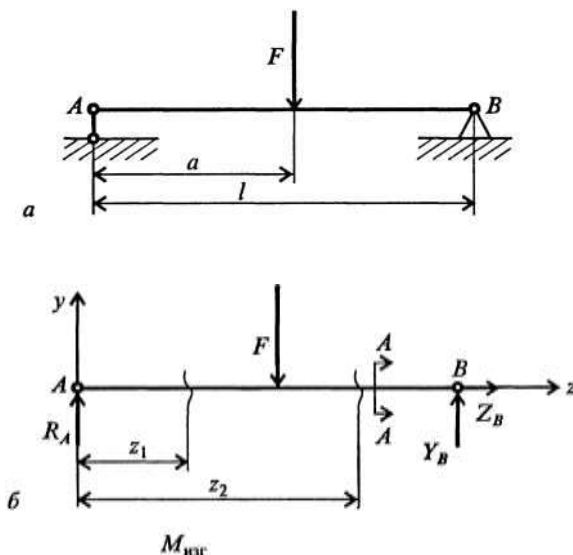
где D - диаметр сечения.

Анализ внутренних силовых факторов полной системы внешних сил. Рассмотрим примеры и установим правила определения поперечных сил.

начинается с определения некоторые характерные изгибающих моментов и



На рис. 2.12, **а** показана простейшая двухопорная балка, нагруженная силой F . Освобождаем балку от связей и заменяем их действие реакциями. Опора A представляет собой невесомый стержень, поэтому реакция R_A пойдет вдоль него. В шарнире B реакцию раскладываем на две составляющие. Несмотря на то, что выбор системы координат, безусловно, произволен, в сопротивлении материалов принято ось z направлять вдоль бруса; оси x и y должны лежать в плоскости, перпендикулярной к этой оси, причем поворот от оси x к оси y должен происходить против хода часовой стрелки, если смотреть с конца оси z (рис. 2.12, **б**). Начало отсчета для осей располагается в центре тяжести поперечного сечения. В этом случае оси x и y называются **главными центральными осями поперечного сечения**.



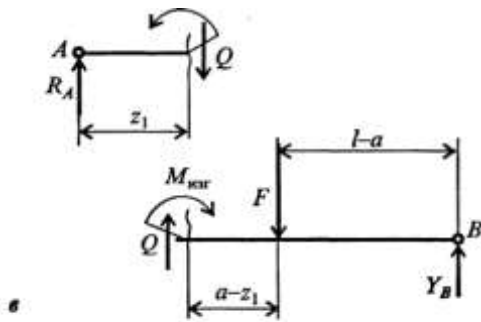


Рис. 2.12

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Показываем реакции в опорах и определяем их значение. Правило знаков – Часы
2. Делаем вывод №1 о более нагруженной опоре.
3. Строим эпюру Q, начиная с левой стороны балки – по правилу гимнаста (акробата)
4. Делаем вывод №2. По эпюре Q предположим, что опасным является сечение в точки приложения силы F_1 - мах скачок.
5. Расставляем характерные точки в местах приложения сил и моментов.
6. Определяем изгибающиеся моменты относительно данных точек, начиная с левой стороны балки. Держим балку в заданной точке в правой руке, рассматривая каждую силу отдельно. Правило знаков - Зонтики
7. Определяем изгибающие моменты справа. Держим линейку в левой руке.
8. Строим эпюру $M_{изг}$
9. Делаем вывод №3 о нахождении опасного сечения балки – мах M без учета знака.

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ.

Тема 2.6 Изгиб

**Практическая работа № 11,12
 Определение опасного сечения балки
 Выбор рациональных сечений балки**

Цель работы:

- применять при анализе механического состояния тела терминологию технической механики;
- определять характер нагружения и напряженное состояние в точке элемента конструкций;
- проводить несложные расчеты элементов конструкции на прочность и жесткость;

- использовать справочную и нормативную документацию;
- строить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов;
- выполнять проверочные расчеты на прочность;

Выполнив работу, Вы будете уметь:

- проводить расчеты при проверке на прочность механических систем
- определять опасное сечение балки

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству обучающихся;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

Определить опасное сечение балки.

Краткие теоретические сведения:

Напряжения в брус при прямом чистом изгибе. Чистый изгиб в брус может иметь место по всей длине бруса *ab* (рис. 2.15, *a*) или только на его части *ab* (рис. 2.15, *б*). При чистом изгибе в брус возникают напряжения, непостоянные по высоте поперечного сечения. Из рис. 2.16 видно, что при изгибе бруса напряжение меняется от $+\sigma_{\max}$ до $-\sigma_{\max}$. Следовательно, в поперечных сечениях есть недеформируемые точки, которые образуют *нейтральную линию*, проходящую через центр тяжести поперечных сечений. Если изменение кривизны бруса происходит в плоскости, в которой действует изгибающий момент, и эта плоскость проходит через главные оси сечения, то такой изгиб называется **прямым**.

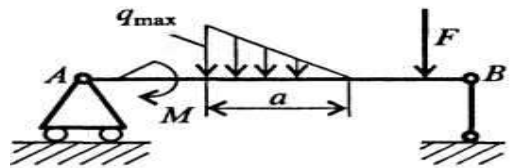


Рис. 2.11

$$\sigma_{\max} = M_{\text{изг}} / W_x.$$

При прямом чистом изгибе

Расчет на прочность при изгибе по методике аналогичен расчетам на прочность при растяжении и кручении. Подсчитываются напряжения в сечениях по длине бруса и из них (по эпюре напряжений) выбирается наибольшее. После чего из условия

$$\sigma_{\max \text{ наиб}} \leq [\sigma]_{\text{р,сж}}$$

технические размеры поперечного сечения бруса.

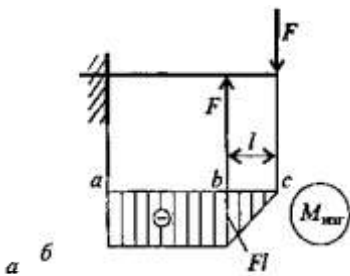


Рис. 2.15

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Показываем реакции в опорах и определяем их значение. Правило знаков – Часы
2. Делаем вывод №1 о более нагруженной опоре.
3. Строим эпюру Q, начиная с левой стороны балки – по правилу гимнаста (акробата)

4. Делаем вывод №2. По эпюре Q предположим, что опасным является сечение в точки приложения силы F_1 - мах скачок.
5. Расставляем характерные точки в местах приложения сил и моментов.
6. Определяем изгибающиеся моменты относительно данных точек, начиная с левой стороны балки. Держим балку в заданной точке в правой руке, рассматривая каждую силу отдельно.
7. Определяем изгибающие моменты справа. Держим линейку в левой руке.
8. Строим эпюру M_{II}
9. Делаем вывод №3 о нахождении опасного сечения балки – мах M без учета знака.
10. Проверяем предложенное сечение на прочность и экономичность.
11. Делаем вывод №4 о прочности и экономичности выбранного сечения, даем рекомендации по эксплуатации.

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ.

Тема 2.7. Сложное сопротивление.

Практическая работа № 13

Сложное сопротивление

Цель работы:

научить

- применять при анализе механического состояния тела терминологию технической механики;

- определять характер нагружения и напряженное состояние в точке элемента конструкций;

- использовать справочную и нормативную документацию;

Выполнив работу, Вы будете уметь:

- проводить расчеты при проверке на прочность механических систем

- выполнять проектировочные расчеты на прочность при сложном сопротивлении

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству обучающихся;

- рабочее место преподавателя;

- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»

- макеты и действующие модели

- плакаты

Задание:

Научиться определять полную реакцию в подшипниках при сложном сопротивлении

Краткие теоретические сведения:

Детали машин очень часто работают при совместном действии изгибающих и крутящих моментов (например, валы редукторов и коробок скоростей). Чтобы можно было сравнить два сложных напряженных состояния, вводится понятие эквивалентного напряжения.

Эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ - это такое напряжение, которое следует создать в растянутом образце, чтобы его напряженное состояние было равноопасно с заданным.

Если значение $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ найдено, то задачу о мере опасности сложного напряженного состояния можно считать решенной. Коэффициент запаса $n = \sigma_T / \sigma_{\text{ЭКВ}}$.

При совместном действии кручения и изгиба эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{M_{\text{изг}}}{W_x}\right)^2 + 4\left(\frac{M_{\text{кр}}}{W_p}\right)^2}.$$

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Вычерчиваем вал в вертикальной плоскости. 2. Составляем уравнения равновесия сил, действующих на вал, и определяем реакции в опорах (подшипниках).
3. Определяем изгибающие моменты в вертикальной плоскости, строим эпюру M_u
4. Делаем вывод №1 о более нагруженном подшипнике и опасном сечении в вертикальной плоскости.
5. Вычерчиваем вал в горизонтальной плоскости.
6. Составляем уравнения равновесия сил, действующих на вал, и определяем реакции в опорах (подшипниках).
7. Определяем изгибающие моменты в горизонтальной плоскости, строим эпюру M_u
8. Делаем вывод №2 о более нагруженном подшипнике и опасном сечении в горизонтальной плоскости.
9. Строим эпюру крутящего момента
10. Определяем полную реакцию в подшипниках: $t. A$ и $t. B$. по 5 гипотезе прочности
11. Делаем вывод №3. Выбираем более нагруженный подшипник.

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ.

Тема 2.10 Устойчивость сжатых стержней

Практическая работа № 14

Расчет на устойчивость сжатых стержней

Цель работы:

- применять при анализе механического состояния тела терминологию технической механики;

- использовать справочную и нормативную документацию;
- проводить проверку сжатых стержней на устойчивость;

Выполнив работу, Вы будете уметь:

- проводить расчеты при проверке на прочность механических систем
- проводить проверку сжатых стержней на устойчивость

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству обучающихся;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

проверить сжатый стержень на устойчивость.

Краткие теоретические сведения:

Под **устойчивостью** понимается свойство системы самостоятельно восстанавливать свое первоначальное состояние после того, как ей было сообщено некоторое отклонение от положения равновесия. Если система таким свойством не обладает, то она называется **неустойчивой** (говорят, что произошла потеря устойчивости).

Система, потерявшая устойчивость, может вести себя поразному, но переход к новому положению равновесия сопровождается большими перемещениями. Классическим примером неустойчивого равновесия является равновесие шарика на выпуклой поверхности (рис. 2.17, **а**). Малейшее отклонение от этого положения приведет к тому, что шарик скатится вниз (рис. 2.17, **б**, **в**). Попав в вогнутую поверхность, шарик будет находиться в состоянии устойчивого равновесия. Если теперь его вывести из этого состояния, отклонив влево или вправо, он вернется в первоначальное положение.

Явление потери устойчивости можно наблюдать для упругих тел на целом ряде примеров. Наиболее простым случаем является потеря устойчивости центрально сжатого стержня (рис. 2.18). При достаточно большой силе стержень не сможет сохранить прямолинейную форму и изогнется. Произойдет потеря устойчивости.

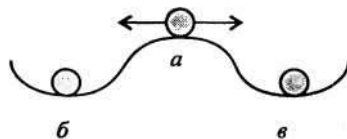


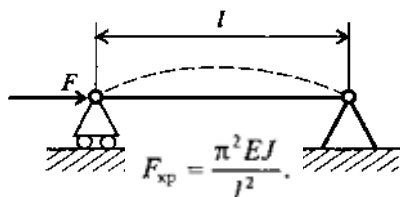
Рис. 2.17



Рис. 2.18

Тонкостенная труба, нагруженная внешним давлением, также может потерять устойчивость. При этом круговая форма сечения переходит в эллиптическую, и труба сплющивается.

Впервые задача об устойчивости стержня была поставлена и решена Л. Эйлером в середине XVIII в. Поэтому, когда речь идет об устойчивости сжатого стержня, употребляют выражение «устойчивость стержня по Эйлеру». Эйлер определил значение первой критической (эйлеровой) силы для продольно сжатого стержня с шарнирным опиранием (рис. 2.19):



Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Определяем расчетное напряжение.
2. Определяем допускаемое напряжение по таблице.

3. Определяем радиус инерции
4. Определяем гибкость стержня
5. Определяем коэффициент продольного изгиба, полученный интерполяцией
6. Определяем расчетное напряжение
7. Определяем недонапряжение
8. Выполним перерасчет, уменьшив номера профилей и, как правило, площадь поперечного сечения.
9. Решение необходимо провести аналогично приведенной ранее схеме.
10. Делаем вывод, принимая сечение с минимальным недонапряжением.

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ.

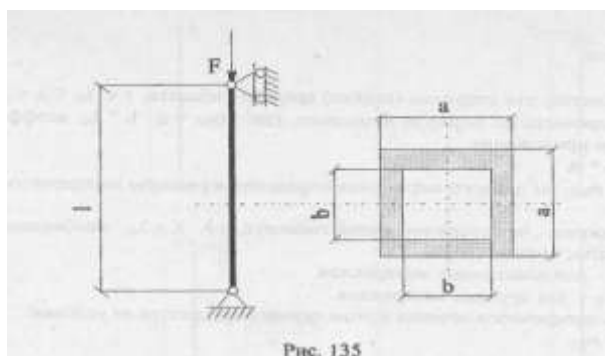


Рис. 135

Тема 4.3 Работа и мощность

Практическая работа № 15 Определение работы, мощности, КПД

Цель работы:

- применять при анализе механического состояния тела терминологию технической механики;
- выделять из системы тел рассматриваемое тело и силы, действующие на него;
- использовать справочную и нормативную документацию
- рассчитывать работу и мощность с учетом потерь на трение и сил инерции.

Выполнив работу, Вы будете уметь:

- проводить расчеты при проверке на прочность механических систем
- рассчитывать работу и мощность с учетом потерь на трение и сил инерции

Материальное обеспечение:

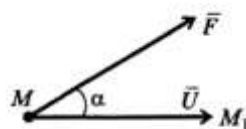
- посадочные места по количеству обучающихся;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

Определить основные характеристики - работу, мощность, КПД

Краткие теоретические сведения:

Работа постоянной по модулю и прямолинейном перемещении произведением вектора силы на вектор



направлению силы на определяется скалярным перемещения ее точки

Рис. 1.44

приложения:

$$A = \overline{F\vec{U}}.$$

Работа силы тяжести не зависит от вида траектории, а определяется только расстоянием по вертикали между начальной и конечной точками перемещения:

если точка перемещается сверху вниз, то работа силы тяжести положительная:

$$A = mgH,$$

где H - перепад высот;

если точка перемещается снизу вверх, то работа силы тяжести отрицательная:

$$A = -mgH.$$

Из этого следует важный вывод: **работа силы тяжести на замкнутом пути равна нулю.**

Если в выражение мощности подставить вместо перемещения $U = vt$, то при равномерном прямолинейном движении мощность можно определять через силу и скорость движения:

$$N = Fv \cos \alpha.$$

При работе машин часто бывает необходимо выразить мощность через угловую скорость вращения ω . Для равномерного вращательного движения справедлива следующая формула:

$$N = M_{кр} \omega = M_{кр} \frac{n}{30},$$

где $M_{кр}$ - крутящий момент относительно оси вращения; n - частота вращения, об/мин.

Коэффициент полезного действия

Чтобы произвести полезную работу, необходимо затратить несколько большую работу, так как часть ее расходуется на преодоление сил сопротивления (сил трения в зубчатых передачах и опорах, сопротивления воздуха и другой среды, в которой перемещается материальная точка). Эффективность работы какой-либо установки или машины оценивается коэффициентом полезного действия Γ .

Коэффициентом полезного действия (КПД) машины называют отношение полезной работы к полной затраченной работе:

$$\eta = \frac{A_{\text{полез}}}{A_{\text{полн}}} < 1.$$

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Перевести данные в систему СИ.
2. Определить вид движения, совершаемое телом.
3. Определить и записать какая работа, или мощность задана, и какую надо найти.
4. Записываем формулу КПД и обязательно используем ее при решении.
5. Определяем характеристики.
6. Делаем вывод

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ.

Тема 5.2. Общие сведения о передачах

Практическая работа № 16. Кинематический и силовой расчет 2-х ступенчатой передачи

Цель работы: научиться

- составлять схемы различных механических систем и рассчитывать их;
- выбирать тип механической передачи для преобразования одного вида движения в другой;
- производить кинематические и силовые расчеты многоступенчатого привода, оперируя понятиями «передаточное отношение» КПД.

Выполнив работу, Вы будете:

уметь:

- составлять схемы различных механических систем и рассчитывать их
- выбирать тип механической передачи для преобразования одного вида движения в другой;

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству студентов;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

Выбрать электродвигатель и определить основные характеристики привода

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Находим общий КПД привода
2. Находим мощность на валу барабана
3. Находим требуемую мощность электродвигателя
4. Находим угловую скорость барабана
5. Находим частоту вращения барабана
6. Выбираем электродвигатель по таблице П1
7. Находим номинальную частоту вращения двигателя.
8. Находим угловую скорость двигателя
9. Находим передаточное отношение
10. Выбираем передаточное число редуктора по ГОСТ 2185-66
11. Выбираем передаточное число цепи
12. Заполняем таблицу №1: Частота вращения и угловая скорость валов редуктора и приводного барабана.
13. Находим вращающий момент на валу шестерни
14. Находим вращающий момент на валу колеса

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ

Тема 5.4. Зубчатые передачи

Практическая работа № 17

Расчет параметров прямозубых цилиндрических передач

Цель работы:

- выбирать машиностроительные материалы для конкретного применения в элементах конструкции и деталях механизмов и машин;
- проверять прочность механических систем;
- пользоваться нормативной и технической документацией и применять её при проектировании.
- выполнять кинематические, геометрические, силовые расчеты;
- выполнять проектировочные и проверочные расчеты зубчатых передач.

Выполнив работу, Вы будете уметь:

- выполнять кинематические, геометрические, силовые расчеты;
- выполнять проектировочные и проверочные расчеты зубчатых передач.

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству студентов;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

1. Определить основные параметры прямозубой цилиндрической передачи
2. Проверить зубья на контактное напряжение и выносливость по напряжению изгиба.
3. Дать рекомендации по эксплуатации.

Краткие теоретические сведения:

Механизм, в котором два подвижных звена являются зубчатыми колесами, образующими с неподвижным звеном вращательную или поступательную пару, называют зубчатой передачей (рис. 3.1). В большинстве случаев зубчатая передача служит для передачи вращательного движения. В некоторых механизмах эту передачу применяют для преобразования вращательного движения в поступательное (или наоборот, см. рис. 3.1, з). Зубчатые передачи — наиболее распространенный тип передач в современном машиностроении и приборостроении; их применяют в широких диапазонах скоростей (до 100 м/с), мощностей (до десятков тысяч киловатт).

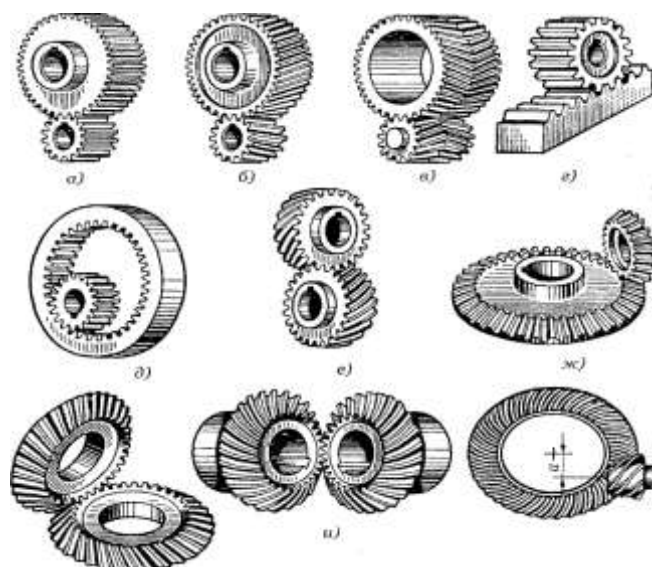


Рис. 3.1. Виды зубчатых передач: *а, б, в* — цилиндрические зубчатые передачи с внешним зацеплением; *г* — передача винт-гайка; *д* — цилиндрическая передача с внутренним зацеплением; *е* — зубчатая винтовая передача; *ж, з, и* — конические зубчатые передачи; *к* — гипоидная передача

Основные достоинства зубчатых передач по сравнению с другими передачами:

- технологичность, постоянство передаточного числа;
- высокая нагрузочная способность;
- высокий КПД (до 0,97—0,99 для одной пары колес);
- малые габаритные размеры по сравнению с другими видами передач при равных условиях;
- большая надежность в работе, простота обслуживания;
- сравнительно малые нагрузки на валы и опоры.

К недостаткам зубчатых передач следует отнести:

- невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа;
- высокие требования к точности изготовления и монтажа;
- шум при больших скоростях; плохие амортизирующие свойства;
- громоздкость при больших расстояниях между осями ведущего и ведомого валов;
- потребность в специальном оборудовании и инструменте для нарезания зубьев;
- зубчатая передача не предохраняет машину от возможных опасных перегрузок.

Зубчатые передачи и колеса классифицируют по следующим признакам (см. рис. 3.1):

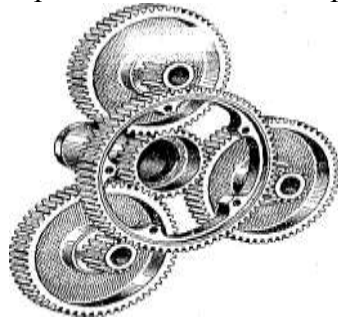
- по взаимному расположению осей колес — с параллельными осями (цилиндрические, см. рис. 3.1, *а—д*), с пересекающимися осями (конические, см. рис. 3.1, *ж—и*), со скрещивающимися осями (винтовые, см. рис. 3.1, *е, к*);
- по расположению зубьев относительно образующих колес — прямозубые, косозубые, шевронные и с криволинейным зубом;
- по конструктивному оформлению — открытые и закрытые;
- по окружной скорости — тихоходные (до 3 м/с), для средних скоростей (3—15 м/с), быстроходные (св. 15 м/с);
- по числу ступеней — одно- и многоступенчатые;
- по расположению зубьев в передаче и колесах — внешнее, внутреннее (см. рис. 3.1, *д*) и реечное зацепление (см. рис. 3.1, *г*);
- по форме профиля зуба — с эвольвентными, круговыми;
- по точности зацепления. Стандартом предусмотрено 12 степеней точности. Практически передачи общего машиностроения изготавливают от шестой до десятой степени точности. Передачи, изготовленные по шестой степени точности, используют для наиболее

ответственных случаев.

Из перечисленных выше зубчатых передач наибольшее распространение получили *цилиндрические прямозубые* и *косозубые* передачи, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации. Конические передачи применяют только в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машины; винтовые — лишь в специальных случаях.

Зубчатую передачу с параллельными осями, у колес которой поверхности по диаметру выступов цилиндрические, называют цилиндрической.

Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача состоит из двух или нескольких пар цилиндрических зубчатых колес с прямыми зубьями. Эта передача наиболее проста в изготовлении. Применяется как в открытом, так и в закрытом исполнении.



Цилиндрическая прямозубая передача

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Находим межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев a_w , мм.
2. Принимаем ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66.
3. Находим модуль зацепления. По ГОСТ 9563-60 принимаем m_n
4. Определяем числа зубьев шестерни и колеса.
5. Находим делительный диаметр шестерни d_1 мм.
6. Находим делительный диаметр колеса d_2 , мм.
7. Делаем проверку.
8. Находим диаметры вершин зубьев шестерни и колеса
9. Находим диаметры впадин зубьев шестерни и колеса
10. Находим ширину колеса и шестерни
11. Определяем коэффициент ширины шестерни ψ_{bd}
12. Определяем окружную скорость колеса V м/с по ней принимаем степень точности по ГОСТ 1643-81.
13. Проверяем контактное напряжение
14. Находим усилия, действующие в зацеплении.
15. Проверяем зубья на выносливость по напряжению изгиба.
16. Делаем вывод о рекомендациях по эксплуатации.

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ .

Тема 5.4. Зубчатые передачи

Практическая работа № 18

Расчет параметров косозубых и шевронных цилиндрических передач

Цель работы:

- выбирать машиностроительные материалы для конкретного применения в элементах конструкции и деталях механизмов и машин;
- проверять прочность механических систем;
- пользоваться нормативной и технической документацией и применять её при проектировании.
- выполнять кинематические, геометрические, силовые расчеты;
- выполнять проектировочные и проверочные расчеты зубчатых передач.

Выполнив работу, Вы будете уметь:

- выполнять проектировочные и проверочные расчеты зубчатых передач.

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству студентов;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

1. Определить основные параметры косозубой и шевронной цилиндрических передач
2. Проверить зубья на контактное напряжение и выносливость по напряжению изгиба.
3. Дать рекомендации по эксплуатации.

Краткие теоретические сведения:

Косозубые зубчатые передачи, как и прямозубые, предназначены для передачи вращательного момента между параллельными валами (рис. 3.36). У косозубых колес оси зубьев располагаются не по образующей делительного цилиндра, а по винтовой линии, составляющей с образующей угол β (рис. 3.44). Угол наклона зубьев β принимают равным $8 \div 18^\circ$, он одинаков для обоих колес, но на одном из сопряженных колес зубья наклонены вправо, а на другом влево.



Рис. 3.36. Цилиндрическая косозубая передача

Передаточное число для одной пары колес может быть $u \leq 12$. В прямозубых передачах линия контакта параллельна оси, а в косозубых расположена по диагонали на поверхности зуба (контакт в прямозубых передачах осуществляется вдоль всей длины зуба, а в косозубых — сначала в точке увеличивается до прямой, «диагонально» захватывающей зуб, и постепенно уменьшается до точки).

Достоинства косозубых передач по сравнению с прямозубыми: уменьшение шума при работе; меньшие габаритные размеры; высокая плавность зацепления; большая нагрузочная способность; значительно меньшие дополнительные динамические нагрузки.

За счет наклона зуба в зацеплении косо-зубой передачи появляется осевая сила.

Направление осевой силы зависит от направления вращения колеса (рис. 3.37), направления винтовой линии зуба, а также от того, каким является колесо — ведущим или ведомым. Осевая сила дополнительно нагружает валы и опоры, что является недостатком косозубых передач.

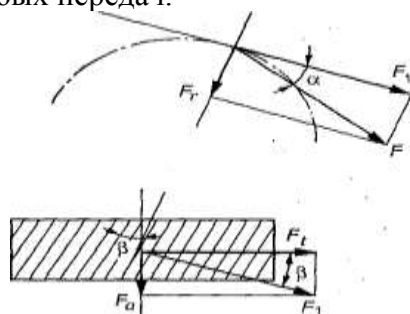
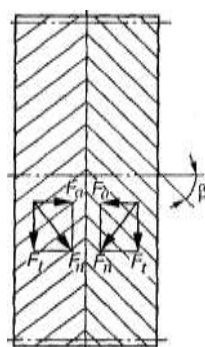
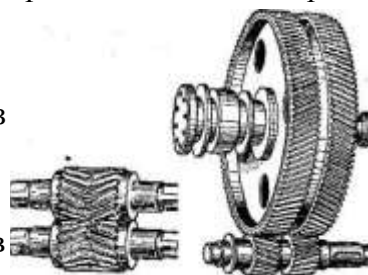


Рис. 3.37. Усилия в косозубой цилиндрической передаче

Шевронные зубчатые колеса представляют собой разновидность косозубых колес (рис. 3.38).



колесо, состоит из зубьями шевронным зубчатого линии зубьев называют



Цилиндрическое зубчатое венце которого по ширине участков с правыми и левыми (рис. 3.38, а), называют колесом. Часть венца колеса, в пределах которого имеют одно направление, полушевроном. Различают шевронные колеса с жестким углом (рис. 3.38, б), предназначенным для выхода режущего инструмента при нарезании зубьев. Шевронные передачи обладают всеми преимуществами косозубых, а осевые силы

(рис. 3.39) противоположно направлены и на подшипник не передаются.

Рис. 3.39. Усилия в зацеплении шевронных зубчатых колес

В этих передачах допускают большой угол наклона зубьев ($\beta = 25 \div 40^\circ$). Ввиду сложности изготовления шевронные передачи применяют реже, чем косозубые, т. е. в тех случаях, когда требуется передавать большую мощность и высокую скорость, а осевые нагрузки нежелательны.

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Находим межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев a_w , мм.
2. Принимаем ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66.
3. Находим модуль зацепления. По ГОСТ 9563-60 принимаем m_n
4. Определяем числа зубьев шестерни и колеса.
5. Находим делительный диаметр шестерни d_1 мм.
6. Находим делительный диаметр колеса d_2 , мм.
7. Делаем проверку.
8. Находим диаметры вершин зубьев шестерни и колеса
9. Находим диаметры впадин зубьев шестерни и колеса

10. Находим ширину колеса и шестерни
11. Определяем коэффициент ширины шестерни ψ_{bd}
12. Определяем окружную скорость колеса V м/с по ней принимаем степень точности по ГОСТ 1643-81.
13. Проверяем контактное напряжение
14. Находим усилия, действующие в зацеплении.
15. Проверяем зубья на выносливость по напряжению изгиба.
16. Делаем вывод о рекомендациях по эксплуатации.

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ .

Тема 5. 6. Червячная передача

Практическая работа № 19 Расчет параметров червячной передачи

Цель работы:

- выбирать машиностроительные материалы для конкретного применения в элементах конструкции и деталях механизмов и машин;
- проверять прочность механических систем;
- пользоваться нормативной и технической документацией и применять её при проектировании.

- выполнять проектировочный и проверочный расчеты червячной передачи;

Выполнив работу, Вы будете уметь:

- выполнять проектировочный и проверочный расчеты червячной передачи;

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству студентов;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

Расчитать червячную передачу редуктора с нижним расположением червяка

Краткие теоретические сведения:

Червячная передача (рис. 5.1) — механизм для передачи вращения между валами посредством винта (червяка 1) и сопряженного с ним червячного колеса 2.

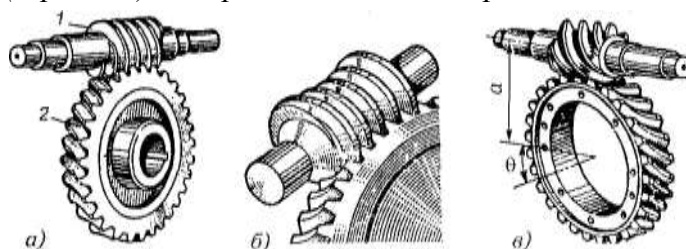


Рис. 5.1. Червячные передачи: 1 — червяк; 2 — червячное колесо

Геометрические оси валов при этом скрещиваются под углом 90° . Ведущим элементом здесь обычно является червяк (как правило, это винт с трапецидальной резьбой), ведомым — червячное колесо с зубьями особой формы, получаемыми в результате взаимного огибания с витками червяка.

Различают два вида червячных передач: цилиндрические (с цилиндрическими червяками, см. рис. 5.1, а, в); глобоидные (с глобоидными червяками, см. рис. 5.1, б).

Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях в разных отраслях машиностроения.

Червячную передачу, у червяка и колеса которой делительные и начальные поверхности цилиндрические, называют цилиндрической червячной передачей.

В зависимости от формы профиля витка различают:

- архимедов червяк (рис. 5.2, а) — цилиндрический червяк, торцовый профиль витка которого является архимедовой спиралью. Этот червяк подобен винту с трапецидальной резьбой;
- эвольвентный червяк (рис. 5.2, б); имеет эвольвентный профиль витка в его торцовом сечении (как у косозубого колеса);
- конволютный червяк; торцовый профиль витка является удлиненной или укороченной эвольвентой.

В машиностроении из цилиндрических червяков наиболее распространены *архимедовы* червяки. Их можно нарезать на обычных токарных или резьбофрезерных станках.

По числу витков червяки делят на однозаходные и многозаходные, по направлению витка — левые или правые. Наиболее распространено правое направление с числом витков червяка Z_1 , зависящим от передаточного числа u ; Z_1 выбирают так, чтобы обеспечить число зубьев колеса $z_2 - Z_1 u > z_{2min}$

С увеличением числа заходов (витков) червяка угол подъема винтовой линии возрастает, что повышает КПД передачи. Поэтому однозаходные (одновитковые) червяки не всегда рекомендуется применять.

В большинстве случаев червяки изготавливают за одно целое с валом, реже — отдельно от вала, а затем закрепляют на нем.

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Принимаем материалы венца червячного колеса и червяка.
2. Определяем допустимое контактное напряжение
3. Межосевое расстояние передачи
4. Число витков червяка z_1 и число зубьев колеса z_2 .
5. Модуль зацепления
6. Коэффициент диаметра червяка q
7. Коэффициент смещения инструмента
8. Основные геометрические размеры червяка и венца колеса
9. Фактическая скорость скольжения
10. К. п. д. передачи η
11. Силы в червячном зацеплении.
12. Окружная скорость колеса
13. Расчетная скорость скольжения
14. Эквивалентное число зубьев колеса

15. Расчетное напряжение изгиба в основании зуба

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ.

Тема 5.9. Цепные передачи

Практическая работа № 20

Расчет цепной передачи

Цель работы:

- выбирать машиностроительные материалы для конкретного применения в элементах конструкции и деталях механизмов и машин;
- проверять прочность механических систем;
- пользоваться нормативной и технической документацией и применять её при проектировании.

-производить подбор приводных роликовых цепей и выполнять проверочный расчет.

Выполнив работу, Вы будете уметь:

- производить подбор приводных роликовых цепей и выполнять проверочный расчет.

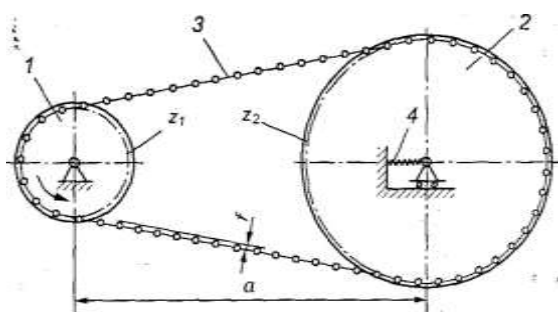
Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству студентов;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

произвести подбор приводных роликовых цепей и выполнить проверочный расчет.

Краткие теоретические сведения:



Передачу механической энергии между параллельными валами, осуществляемую с помощью двух колес — звездочек 1 и 2 и охватывающей их цепи 3, называют цепной передачей (рис. 7.1).

Рис. 7.1. Цепная передача: 1 — ведущая звездочка; 2 — ведомая звездочка; 3 — цепь; 4 — натяжное устройство

Цепная передача, как и ременная, принадлежит к числу передач с гибкой связью. Гибким звеном в этом случае является цепь, входящая в зацепление с зубьями звездочек. Зацепление обеспечивает ряд преимуществ по сравнению с ременной передачей.

Цепную передачу можно классифицировать как передачу зацеплением с гибкой связью (ременная — трением с гибкой связью). Зацепление позволяет обойтись без предварительного натяжения цепи. В конструкции цепных передач для компенсации удлинения цепи при вытяжке и обеспечения эксплуатационной стрелы провисания / ведомой ветви иногда предусматривают специальные натяжные устройства (см. рис. 7.1).

Угол обхвата звездочки цепью не имеет такого решающего значения, как угол обхвата шкива ремнем в ременной передаче.

Цепные передачи можно использовать как при больших, так и при малых межосевых расстояниях. Они могут передавать мощность от одного ведущего звена 1 нескольким звездочкам 2 (рис. 7.2).

Классификация. Цепные передачи разделяют по следующим основным признакам:

По типу цепей: с роликовым; с втулочными; с зубчатыми

По числу рядов роликовые цепи делят на однорядные и многорядные

По числу ведомых звездочек:

- нормальные двухзвенные

- специальные — многозвенные.

По расположению звездочек: горизонтальные, наклонные, вертикальные

Достоинства:

- большая прочность стальной цепи по сравнению с ремнем позволяет передать цепью большие нагрузки с постоянным передаточным числом и при значительно меньшем межосевом расстоянии (передача более компактна);

- возможность передачи движения одной цепью нескольким звездочкам;

- по сравнению с зубчатыми передачами — возможность передачи вращательного движения на большие расстояния (до 7 м);

- меньшая, чем в ременных передачах, нагрузка на валы;

- сравнительно высокий КПД ($\eta_{\max} \gg 0,9 \div 0,98$).

Недостатки:

- сравнительно высокая стоимость цепей;

- вытягивание цепей вследствие изнашивания в шарнирах;

- повышенный шум вследствие удара звена цепи при входе в зацепление и дополнительные динамические нагрузки из-за многогранности звездочек;

- необходимость высококачественного монтажа передачи и тщательного ухода за ней;

- невозможность использования передачи при реверсировании без остановки;

- сложность подвода смазочного материала к шарнирам цепи.

Область применения. Современные цепные передачи могут передавать большие мощности (до 5 тыс. кВт) при сравнительно высоких скоростях (до 25—30 м/с). Этот вид передачи выбирают, когда применение зубчатой передачи нецелесообразно из-за слишком большого межосевого расстояния, а ременные для проектируемой машины недостаточно надежны. Цепные передачи широко распространены в транспортирующих устройствах (конвейерах, элеваторах, мотоциклах, велосипедах), в приводах станков и сельскохозяйственных машин, в химическом, горнорудном и нефтепромышленном машиностроении.

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме

2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям

3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми

в колледже.

4. Сформулируйте вывод.

5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Выбираем приводную роликую однорядную цепь.
2. Рассчитываем вращающий момент на ведущей звездочке
3. Определяем число зубьев ведущей звездочки:
4. Число зубьев ведомой звездочки
5. Фактическое передаточное число:
6. Частота вращения ведущей звездочки
7. Предварительно принимаем среднее значение допускаемого давления
8. Определяем шаг цепи, выбираем стандартное значение с основными характеристиками
9. Рассчитываем окружную силу, давление в шарнире:
10. Уточняем допускаемое давление
11. Определяем число звеньев цепи
12. Рассчитываем размер ведущей и ведомой звездочки
13. Определяем силы, действующие на цепь
14. Проверяем коэффициент запаса прочности, делаем вывод

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ.

Тема 5.11. Валы и оси

Практическая работа № 21

Проектный расчет валов

Цель работы:

- применять при анализе механического состояния тела терминологию технической механики;

- использовать справочную и нормативную документацию

- составлять расчетную схему, выполнять расчет прямых валов и осей на прочность и жесткость

Выполнив работу, Вы будете:

уметь:

- составлять расчетную схему, выполнять расчет прямых валов и осей на прочность и жесткость

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству студентов;

- рабочее место преподавателя;

- индивидуальные карточки-задания;

- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»

- макеты и действующие модели

- плакаты

Задание:

Определить наиболее рациональные сечения ведущего и ведомого валов из условия прочности и экономичности при кручении.

Краткие теоретические сведения:

Валом называют деталь (как правило, гладкой или ступенчатой цилиндрической формы), предназначенную для поддержания установленных на ней шкивов, зубчатых колес, звездочек, катков и т. д., и для передачи вращающего момента.

При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях помимо изгиба и кручения валы могут испытывать деформацию растяжения (сжатия).

Некоторые валы не поддерживают вращающиеся детали и работают только на кручение.

Вал 7 (рис. 8.1) имеет опоры 2, называемые подшипниками. Часть вала, охватываемую опорой, называют цапфой. Концевые цапфы именуют шипами 3, а промежуточные — шейками 4.

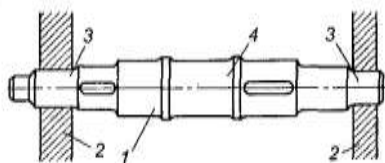


Рис. 8.1. Прямой вал: 1 — вал; 2 — опоры вала; 3 — цапфы; 4 — шейка

Осью называют деталь, предназначенную только для поддержания установленных на ней деталей.

В отличие от вала ось не передает вращающего момента и работает только на изгиб. В машинах оси могут быть неподвижными или же могут вращаться вместе с сидящими на них деталями (подвижные оси).

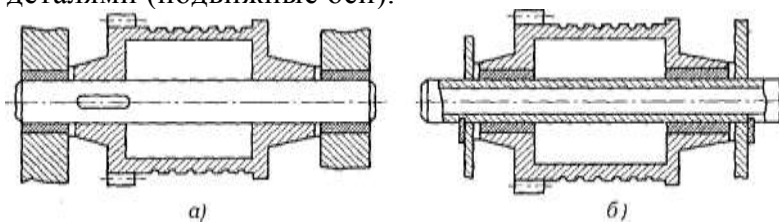


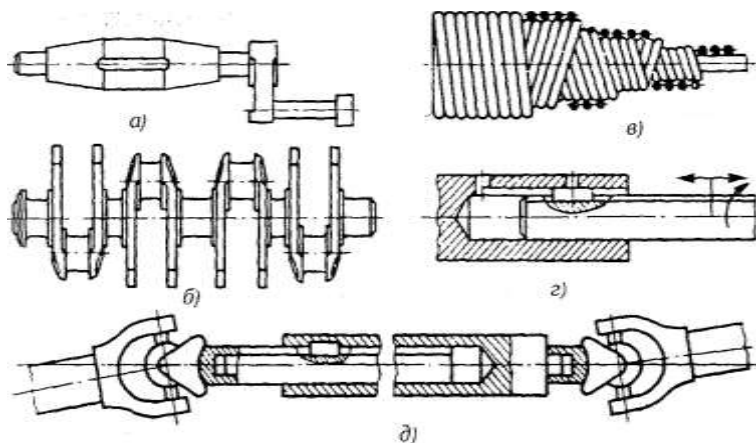
Рис. 8.2. Конструкции осей:

а — вращающаяся ось; б — неподвижная ось

По назначению валы делят на валы передач (на них устанавливают детали передач) и коренные валы (на них устанавливают дополнительно еще и рабочие органы машины).

По геометрической форме валы делят на: прямые (см. рис. 8.1); кривошипные (рис. 8.3, а); коленчатые (рис. 8.3, б); гибкие (рис. 8.3, в); телескопические (рис. 8.3, г); карданные (рис. 8.3, д). Кривошипные и коленчатые валы используют для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное (поршневые двигатели) или наоборот (компрессоры); гибкие — для передачи вращающего момента между узлами машин, меняющими свое положение в работе (строительные механизмы, зубоорудительные машины и т. п.); телескопические — при необходимости осевого перемещения одного вала относительно другого.

По конструктивным признакам: гладкие валы и оси (см. рис. 8.2); ступенчатые валы и



оси (см. рис. 8.1); валы-шестерни (см. рис. 3.36; 3.46, в); валы-червяки (см. рис. 5.1, поз. 1).

По типу сечения валы и оси бывают; сплошные (см. рис. 8.2, а); полые (см. рис. 8.2, б); комбинированные (рис. 8.3, з).

Участки / осей и валов (рис. 8.4), которыми они *опираются на подшипники* при восприятии осевых нагрузок, называют *пятами*. Опорами для пят служат подпятники 2. Посадочные поверхности валов и осей под ступицы насаживаемых деталей выполняют цилиндрическими, коническими или шаровыми. Широкое распространение в машиностроении получили цилиндрические цапфы; конические и шаровые цапфы применяют редко.

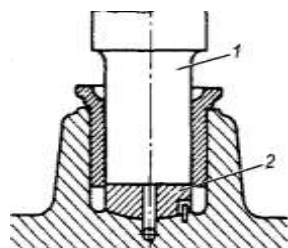


Рис. 8.4. Опора вертикального вала: 1 — пята; 2 — подпятник

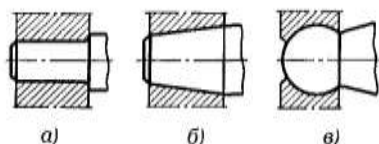


Рис. 8.5

Переходные участки {галтели} между ступенями валов и осей выполняют для снижения концентрации напряжений и увеличения долговечности.

Конструктивные разновидности переходных участков между ступенями валов и осей: канавка со скруглением для выхода шлифовального круга (рис. 8.6, а); галтель постоянного радиуса (рис. 8.6, б); галтель переменного радиуса (рис. 8.6, в).

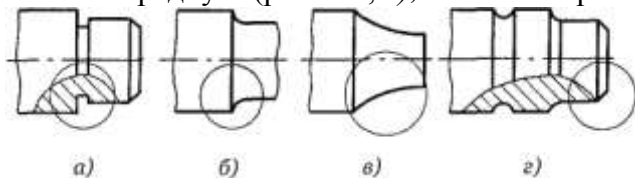


Рис. 8.6. Конструктивные разновидности переходных участков вала: а — канавка; б — галтель; в — галтель переменного радиуса; з — фаска

Торцы валов и осей делают с *фасками*, т. е. слегка обтачивают их на конце (см. рис. 8.6, а, з). Посадочные поверхности валов и осей обрабатывают на токарных и шлифовальных станках.

Материалы валов и осей. В качестве материала для осей и валов чаще всего применяют углеродистые и легированные стали (прокат, поковка и реже стальные отливки), а также высокопрочный модифицированный

чугун и сплавы цветных металлов (в приборостроении). Для неответственных малонагруженных конструкций валов и осей применяют углеродистые стали без термической обработки. Ответственные тяжело нагруженные валы изготавливают из легированной стали 40ХНМА, 25ХГТ и др. Без термической обработки применяют стали 35 и 40, Ст5, Ст6, 40Х, 40ХН, 30ХНЗА, с термической обработкой — стали 45, 50 и др.

В автомобильной и тракторной промышленности коленчатые валы двигателей изготавливают из ковкого или высокопрочного чугуна.

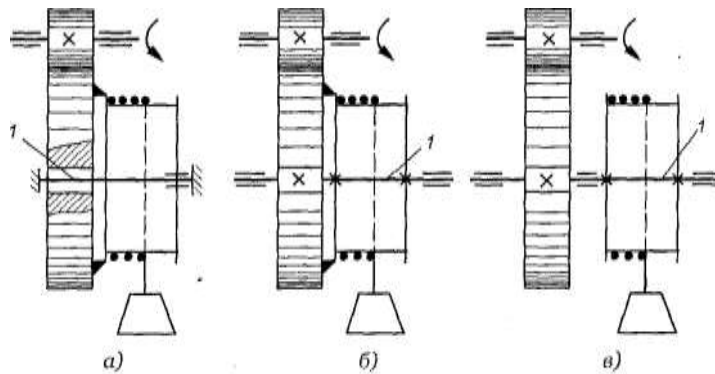


Рис. 8.7

В процессе работы валы и оси испытывают постоянные или переменные по величине и направлению нагрузки. Прочность валов и осей определяется величиной и характером напряжений, возникающих в них под действием нагрузок. Постоянные по величине и направлению нагрузки вызывают в неподвижных осях постоянные напряжения, а во вращающихся осях (и валах) — переменные.

Из изложенного выше следует, что в зависимости от характера напряжений, возникающих в валах и осях, возможны два случая расчета их на прочность: на статическую прочность и на усталостную прочность.

Валы и оси в основном испытывают *циклически меняющиеся напряжения*. Отсюда следует, что основным критерием работоспособности валов и осей является *усталостная прочность*.

Усталостная прочность (выносливость) валов и осей оценивается *коэффициентом запаса прочности*.

Неподвижные оси при действии постоянных нагрузок рассчитывают только на *статическую прочность*.

Подвижные быстроходные оси и валы рассчитывают на *выносливость*.

Тихоходные валы и оси, нагруженные переменной нагрузкой, рассчитывают на *статическую прочность и выносливость*.

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям
3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Находим диаметр выходного конца ведущего вала из условия прочности и экономичности при кручении.
2. Определяем диаметр цапф вала
3. Делительный диаметр вала – из практической работы №2.
4. Вычерчиваем ведущий вал с указанием расчетных диаметров.
5. Исходя из условия прочности и экономичности при кручении, определяем диаметр выходного конца вала
6. Определяем диаметр цапф ведомого вала.
7. Находим диаметр вала под колесом
8. Определяем диаметр буртика,
9. Вычерчиваем ведомый вал с указанием расчетных диаметров.

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ.

Тема 5.12. Опоры валов и осей.

Практическая работа № 22 Подбор подшипников качения

Цель работы:

- применять при анализе механического состояния тела терминологию технической механики;
- использовать справочную и нормативную документацию
- подбирать подшипники для опор валов и осей;
- проводить проверку подшипников качения на долговечность.

Выполнив работу, Вы будете:

уметь:

- проводить проверку подшипников качения на долговечность

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству студентов;
- рабочее место преподавателя;
- индивидуальные карточки-задания;
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика»
- макеты и действующие модели
- плакаты

Задание:

Подобрать подшипники качения для прямозубой передачи

Краткие теоретические сведения:

Подшипники качения, как и подшипники скольжения, предназначены для поддержания вращающихся осей и валов.

Электродвигатели, подъемно-транспортные и сельскохозяйственные машины, летательные аппараты, локомотивы, вагоны, металлорежущие станки, зубчатые редукторы и многие другие механизмы и машины в настоящее время немыслимы без подшипников качения.

Подшипники качения состоят из двух колец — внутреннего / и наружного 3, тел качения 2 (шариков или роликов) и сепаратора 4 (рис. 11.1, а). В зависимости от формы тел качения различают подшипники шариковые (рис. 11.1, б, в, г, ж, и) и роликовые (рис. 11.1, з, е, з, к). Разновидностью роликовых подшипников являются игольчатые подшипники (рис. 11.1, д).

Основными элементами подшипников качения являются тела качения — шарики или ролики, установленные между кольцами и удерживаемые сепаратором на определенном расстоянии друг от друга.

Тела качения и кольца изготовляют из специальной шарикоподшипниковой стали, содержащей большой процент хрома (ШХ6, ШХ9, ШХ15, 12Х2Н4А и др.), а сепараторы — чаще всего из низкоуглеродистой стали, бронзы, латуни, текстолита и капрона.

Для обеспечения нормальной и долговечной работы подшипников качения к качеству их изготовления и термической обработке тел качения и колец предъявляют высокие требования.

Подшипники качения — это опоры вращающихся или качающихся деталей. Подшипники качения в отличие от подшипников скольжения стандартизованы. Подшипники качения различных конструкций (диапазон наружных диаметров 1,0—2600 мм, масса 0,5—3,5 т, например, микроподшипники с шариками диаметром 0,35 мм и подшипники с шариками диаметром 203 мм) изготовляют на специализированных подшипниковых заводах.

Выпускаемые в СНГ подшипники качения классифицируют по способности воспринимать нагрузку — радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные.

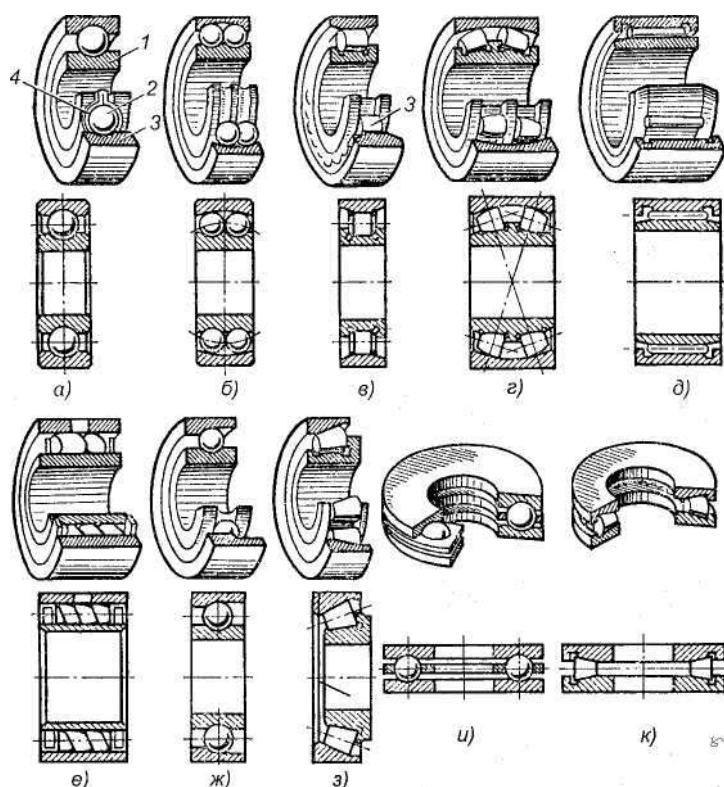


Рис. 11.1. Подшипники качения: а, б, в, г, д, е — радиальные подшипники; ж, з — радиально-упорные подшипники; и, к — упорные подшипники; 1 — внутреннее кольцо; 2 — тело качения; 3 — наружное кольцо; 4 — сепаратор

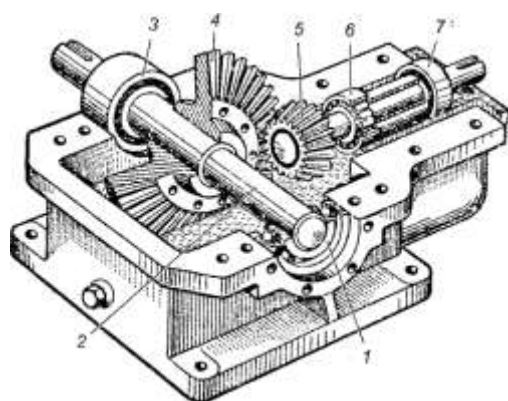


Рис. 11.2. Конический редуктор: 1, 3 — подшипники ведомого вала; 2 — ведомый вал; 4, 5 — конические зубчатые колеса; 6, 7 — подшипники ведущего вала

Радиальные подшипники (см. рис. 11.1, а—е) воспринимают (в основном) радиальную нагрузку, т. е. нагрузку, направленную перпендикулярно к геометрической оси вала.

Упорные подшипники (см. рис. 11.1, и, к) воспринимают только осевую нагрузку.

Радиально-упорные (см. рис. 11.1, ж, з) и упорно-радиальные подшипники могут одновременно воспринимать как радиальную, так и осевую нагрузку. При этом упорно-радиальные подшипники предназначены для преобладающей осевой нагрузки.

В зависимости от соотношения размеров наружного и внутреннего диаметров, а также ширины подшипники делят на серии: сверхлегкую, особо легкую, легкую, среднюю, тяжелую, легкую широкую, среднюю широкую.

В зависимости от серии при одном и том же внутреннем диаметре кольца подшипника наружный диаметр кольца и его ширина изменяются.

По форме тел качения подшипники делят на шариковые (см. рис. 11.1, а, б, ж, и), с цилиндрическими роликами (см. рис. 11.1, в), с коническими роликами (см. рис. 11.1, з, к), игольчатые (см. рис. 11.1, д), с витыми роликами (см. рис. 11.1, е), с бочкообразными роликами (сферическими) (см. рис. 11.1, г). Тела качения игольчатых подшипников тонкие ролики — иглы диаметром 1,6—5 мм. Длина игл в 5—10 раз больше их диаметра. Сепараторы в игольчатых подшипниках отсутствуют.

По числу рядов тел качения различают однорядные (см. рис. 11.1, а, в, д—к) и двухрядные (см. рис. 11.1, б, г) подшипники качения.

По конструктивным и эксплуатационным признакам подшипники делят на самоустанавливающиеся (см. рис. 11.1, б, г) и несамоустанавливающиеся (см. рис. 11.1, а, в, д—к).

Под типом подшипника понимают его конструктивную разновидность, определяемую по признакам классификации, отмеченным в шагах 11.3 и 11.4.

Каждый подшипник качения имеет условное клеймо, обозначающее тип, размер, класс точности, завод-изготовитель.

На неразъемные подшипники клеймо наносят на одно из колец, на разборные — на оба кольца, например, на радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами (см. рис. 11.1, в), где наружное кольцо без бортов и свободно снимается, а внутреннее кольцо с бортами составляет комплект с сепаратором и роликами.

Первая и вторая цифры справа условно обозначают его номинальный внутренний диаметр d (диаметр вала). Для определения истинного размера d (в миллиметрах) необходимо указанные две цифры умножить на пять. Например, подшипник ...04 имеет внутренний диаметр $04 \cdot 5 = 20$ мм. Это правило распространяется на подшипники с цифрами ...04 и выше, до ...99, т. е. для $J=20H-495$ мм. Подшипники с цифрами... 00 имеют $d=10$ мм; ...01 $d=12$ мм; ...02 $d=15$ мм; ...03 $d=17$ мм.

Третья цифра справа обозначает серию подшипника, определяя его наружный диаметр: 1 — особо легкая, 2 — легкая; 3 — средняя, 4 — тяжелая; 5 — легкая широкая, 6 — средняя широкая.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника. Если эта цифра 0, то это означает, что подшипник радиальный шариковый однорядный; шариковый однорядный (если левее 0 нет цифр, то 0 не указывают); 1 — радиальный шариковый двухрядный сферический; 2 — радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 — радиальный роликовый

двухрядный сферический; 4 — игольчатый или роликовый с длинными цилиндрическими роликами; 5 — роликовый с витыми роликами; 6 — радиально-упорный шариковый; 7 — роликовый конический (радиально-упорный); 8 — упорный шариковый; 9 — упорный роликовый.

Пятая и шестая цифры справа характеризуют конструктивные особенности подшипника (неразборный, с защитной шайбой, с закрепительной втулкой и т. п.). Например:

50312 — радиальный однорядный шарикоподшипник средней серии со стопорной канавкой на наружном кольце;

150312 — тот же подшипник с защитной шайбой;

36312 — радиально-упорный шариковый однорядный подшипник средней серии, неразборный.

Седьмая цифра справа характеризует серию подшипника по ширине.

ГОСТом установлены следующие классы точности подшипников качения: 0 — нормальный класс (как правило, 0 в обозначении не указывают); 6 — повышенный; 5 — высокий, 4 — особо высокий, 2 — сверхвысокий. Цифру, обозначающую класс точности,

ставят слева от условного обозначения подшипника и отделяют от него знаком тире; например, 206 означает шариковый радиальный подшипник легкой серии с номинальным диаметром 30 мм, класса точности 0.

Характеристики подшипников качения.

Наибольшее распространение получили *шариковые радиальные однорядные подшипники* (см. рис. 11.1, а). Эти подшипники допускают сравнительно большую угловую скорость, особенно с сепараторами из цветных металлов или из пластмасс, допускают небольшие перекосы вала (от 15' до 30') и могут воспринимать незначительные осевые нагрузки. Допустимая осевая нагрузка для радиальных несамостоятельных подшипников не должна превышать 70 % от неиспользованной радиальной грузоподъемности подшипника.

Роликовые радиальные подшипники с короткими роликами (см. рис. 11.1, в) по сравнению с аналогичными по габаритным размерам шарикоподшипниками обладают увеличенной грузоподъемностью, хорошо выдерживают ударные нагрузки. Однако они совершенно не воспринимают осевых нагрузок и не допускают перекоса вала (ролики начинают работать кромками, и подшипники быстро выходят из строя).

Роликовые радиальные подшипники с витыми роликами (см. рис. 11.1, е) применяют при радиальных нагрузках ударного действия; удары смягчаются податливостью витых роликов. Эти подшипники менее требовательны к точности сборки и к защите от загрязнений, имеют незначительные радиальные габаритные размеры.

Игольчатые подшипники (см. рис. 11.1, д) отличаются малыми радиальными габаритными размерами, находят применение в тихоходных (до 5 м/с) и тяжело нагруженных узлах, так как выдерживают большие радиальные нагрузки. В настоящее время их широко используют для замены подшипников скольжения. Эти подшипники воспринимают только радиальные нагрузки и не допускают перекоса валов. Для максимального уменьшения размеров применяют подшипники в виде комплекта игл, непосредственно опирающихся на вал, с одним наружным кольцом.

Самостоятельные радиальные двухрядные сферические шариковые (рис. 11.1, б) и *роликовые* (см. рис. 11.1, г) подшипники применяют в тех случаях, когда перекося валов подшипников может составлять до 2—3°. Эти подшипники допускают незначительную осевую нагрузку (порядка 20 % от неиспользованной радиальной) и осевую фиксацию вала. Подшипники имеют высокие эксплуатационные показатели, но они дороже, чем однорядные.

Конические роликоподшипники (см. рис. 11.1, з) находят применение в узлах, где действуют одновременно радиальные и односторонние осевые нагрузки. Эти подшипники могут воспринимать также и ударные нагрузки. Радиальная грузоподъемность их в среднем почти в 2 раза выше, чем у радиальных однорядных шарикоподшипников. Их рекомендуется устанавливать при средних и низких угловых скоростях вала (до 15 м/с).

Аналогичное использование имеют радиально-упорные шарикоподшипники (см. рис. 11.1, ж), применяемые при средних и высоких угловых скоростях. Радиальная грузоподъемность у этих подшипников на 30—40 % больше, чем у радиальных однорядных. Их выполняют разъемными со съемным наружным кольцом и неразъемными.

Шариковые и роликовые упорные подшипники (см. рис. 11.1, и, к) предназначены для восприятия односторонних осевых нагрузок. Применяются при сравнительно невысоких угловых скоростях, главным образом на вертикальных валах. Упорные подшипники радиальную нагрузку не воспринимают. При необходимости установки упорных подшипников в узлах, где действуют не только осевые, но и радиальные нагрузки, следует дополнительно устанавливать радиальные подшипники.

Порядок выполнения работы:

1. Изучите теоретический материал по данной теме
2. Изучите алгоритм выполнения работы по конспекту, или методическим указаниям

3. Решите задачу и оформите ее в соответствии с требованиями к оформлению, принятыми в колледже.
4. Сформулируйте вывод.
5. Защитите работу.

Ход работы:

1. Рассмотрим вертикальную плоскость.
2. Составляем уравнение равновесия сил, действующих на вал, и определяем реакции в подшипниках
3. Определяем изгибающие моменты в вертикальной плоскости, строим эпюру моментов.
4. Рассмотрим горизонтальную плоскость.
5. Составляем уравнение равновесия сил, действующих на вал, и определяем реакции в подшипниках
6. Определяем изгибающие моменты в горизонтальной плоскости, строим эпюру моментов.
7. Строим эпюру крутящего момента
8. Определяем суммарную реакцию в подшипниках
9. Определяем эквивалентную нагрузку
10. Находим расчетную долговечность L , млн. об,
11. Находим расчетную долговечность в часах L_h час.
12. Делаем вывод о рациональности данного подшипника.

Форма представления результата:

Решение задач и оформление в тетради для практических работ

Тема 2.2. Растяжение и сжатие

Лабораторная работа № 1.

Испытание образцов материалов на растяжение и сжатие

Цель работы: Экспериментальное определение механических характеристик материалов: предела пропорциональности σ_{pr} , физического σ_u или условного $\sigma_{0,2}$ предела текучести, предела прочности σ_{ult} , истинного сопротивления разрыву S_k , относительного удлинения δ и относительного сужения ψ после разрыва.

Выполнив работу, Вы будете уметь:

- определять напряжения в конструкционных элементах;

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству обучающихся (12 мест);
- рабочее место преподавателя (1 место);
- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика» (10 штук);
- комплект бланков технологической документации;
- комплект рабочих инструментов (1 шт.);
- измерительный и разметочный инструмент (по 1 шт.).
- учебная испытательная машина МИ-40У. (1 шт)
- планшеты (3 шт)

Технические средства обучения:

- компьютеры с лицензионным программным обеспечением (1 шт.);
- комплект презентационных слайдов по темам курса дисциплины (по 1 шт.).

Задание:

1. Изучить диаграммы растяжения и сжатия пластичных и хрупких материалов;

2. Проверить образец на растяжение до разрушения, построить диаграмму растяжения стали.

3. Определить основные механические характеристики и материал образца по ГОСТ Р МЭК 1047-98 (2003г).

Краткие теоретические сведения:

При испытании на растяжение образец определенной формы и размеров (рис.1) из исследуемого материала прочно закрепляется своими концами (головками) в захватах испытательной машины и подвергается непрерывному, плавному деформированию до разрушения. При этом регистрируется зависимость между растягивающей нагрузкой и удлинением расчетной части образца в виде диаграммы растяжения образца. Для испытаний на растяжение применяют стандартные образцы по ГОСТ 1497-84, который предусматривает семь типов образцов. Один из типов представлен на рис. 1.

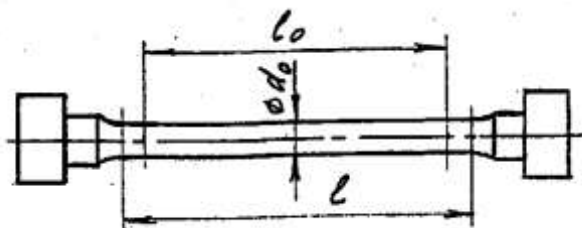


Рисунок 3. Эскиз образца

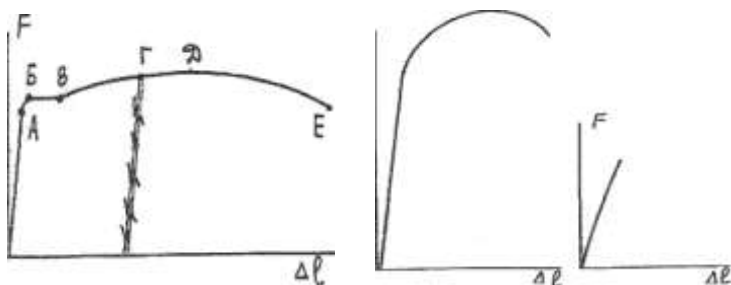
l_0 - длина расчетной части образца,

l - длина рабочей части образца.

Должно соблюдаться соотношение: $l \geq l_0 + 0$

Отношение l_0 к d_0 должно быть строго определенным. ГОСТ 1497-84 предусматривает

$l_0/d_0 = 10$ и $l_0/d_0 = 5$ Диаграммы растяжения образцов



низкоуглеродистой стали ($C < 0.30\%$), конструкционной стали ($C > 0.3\%$) и серого чугуна приведены на рис. 2а, 2б, 2в.

а - низкоуглеродистая сталь б - конструкционная сталь в - серый чугун

Рисунок 4. Диаграммы растяжения, сжатия

Порядок выполнения работы:

1. Изучите правила техники безопасности при проведении работы.
2. Изучите ход выполнения работы
3. Выполните лабораторную работу с соблюдением правил техники безопасности
4. Заполните отчет в форме таблицы
5. Сформулируйте вывод с использованием ГОСТ Р МЭК 1047-98 (2003г) - определите марку стали, выбранной для образца
6. Защитите работу.

Ход работы:

1. Изучить правила техники безопасности при проведении работы.

1.1. Установку и снятие образца производить при выключенном входном рубильнике и пускателе.

1.2. При проведении испытаний не стоять возле рычага с грузом.

1.3. Проверить затяжку гаек у приспособления.

2. Вычертить образец до разрушения и определить его размеры: $d_0 =$ мм, $L_0 =$ мм,

$$A_0 = \text{мм}^2$$

3. Установить образец в машину и нагрузить его до разрушения, включив машину.

4. Вычертить диаграмму растяжения стали и определить нагрузки в основных точках:

$$F_y = \text{Н}, \quad F_T = \text{Н}, \quad F_{MAX} = \text{Н}, \quad F_K = \text{Н}$$

5. Вычертить образец после разрушения и определить его размеры: $d_K =$ мм, $L_K =$

$$\text{мм}, \quad A_K = \text{мм}^2, \quad \Delta L = \text{мм}$$

6. Определить напряжения в основных точках:

$$\sigma_y = F_y / A_0 = \text{Н/мм}^2$$

$$\sigma_T = F_T / A_0 = \text{Н/мм}^2$$

$$\sigma_{MAX} = F_{MAX} / A_0 = \text{Н/мм}^2$$

$$\sigma_K = F_K / A_0 = \text{Н/мм}^2$$

7. Определить относительное сужение и относительное растяжение:

$$\psi = (A_0 - A_K) \cdot 100\% / A_0 = \%$$

$$\varepsilon = \Delta L \cdot 100\% / L_0 = \%$$

8. Заполнить таблицу.

8. По таблице ГОСТ Р МЭК 1047-98 (2003г) определить марку стали, выбранной для образца.

Форма представления результата:

Отчет о проделанной работе, заполненная таблица, вывод.

1. Изучаем правила техники безопасности при проведении работы.

2. Вычерчиваем образец до разрушения и определяем его размеры:

$$d_0 = \text{мм}, \quad L_0 = \text{мм}, \quad A_0 = \text{мм}^2$$

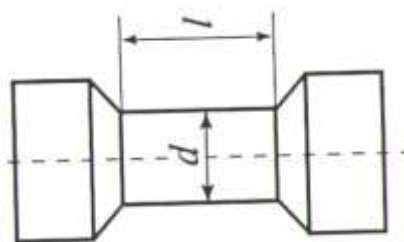


Рисунок 3. Эскиз образца

3. Устанавливаем образец в машину и нагружаем его до разрушения, включив машину.

4. Вычерчиваем диаграмму растяжения стали и определяем нагрузки в основных точках:

$$F_y = \text{Н}, \quad F_T = \text{Н}, \quad F_{MAX} = \text{Н}, \quad F_K = \text{Н}$$

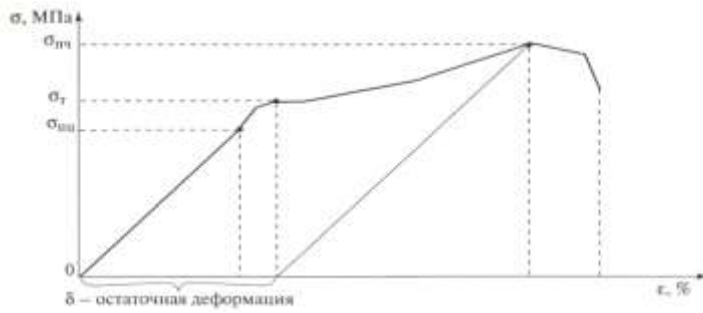


Рисунок 4. Диаграмма растяжения малоуглеродистой стали

5. Вычерчиваем образец после разрушения и определяем его размеры:

$$d_K = \text{мм}, \quad L_K = \text{мм}, \quad A_K = \text{мм}^2, \quad \Delta L = \text{мм}$$

6. Определяем напряжения в основных точках:

$$\sigma_Y = F_Y / A_0 = \text{Н/мм}^2$$

$$\sigma_T = F_T / A_0 = \text{Н/мм}^2$$

$$\sigma_{MAX} = F_{MAX} / A_0 = \text{Н/мм}^2$$

$$\sigma_K = F_K / A_0 = \text{Н/мм}^2$$

7. Пластические свойства материалов оцениваются двумя характеристиками.

Определяем относительное сужение и относительное растяжение:

$$\psi = (A_0 - A_K) \cdot 100\% / A_0 =$$

$$\varepsilon = \Delta L \cdot 100\% / L_0 =$$

8. Заполнить таблицу

F, Н	Δl , мм	$\sigma = \frac{F}{A}$, МПа	$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$, %

9. По таблице ГОСТ Р МЭК 1047-98 (2003г) определяем марку стали, выбранной для образца – сталь 15

Тема 5.7. Общие сведения о редукторах.

Лабораторная работа № 2

Изучение конструкций различных типов редукторов

Цель работы: ознакомление с конструкцией редуктора и назначением его деталей; составление кинематической схемы реального зубчатого редуктора;

Выполнив работу, Вы будете:

- **уметь:** проводить сборочно-разборочные работы в соответствии с характером соединений деталей и сборочных единиц;
- собирать конструкции из деталей по чертежам и схемам;
- читать кинематические схемы;

Материальное обеспечение:

- посадочные места по количеству обучающихся (12 мест);
- рабочее место преподавателя (1 место);

- учебно-наглядные пособия по дисциплине «Техническая механика» (10 штук);
- комплект бланков технологической документации;
- комплект рабочих инструментов (1 шт.);
- измерительный и разметочный инструмент (по 1 шт.);
- редуктор ИД 225 (2 шт)
- редуктор РГН (1 шт)
- червячный редуктор (1 шт)
- планшеты (3 шт)
- Курсовое проектирование деталей машин: Для техникумов (под ред. Чернавского С.А). изд 3-е., переработ. и доп.-М., Машиностроение, 2005 -416с;

Технические средства обучения:

- компьютер с лицензионным программным обеспечением (1 шт.);
- комплект презентационных слайдов по темам курса дисциплины (по 1 шт.).

Задание: 1. Изучить конструкцию различных типов редукторов.

2. Разобрать и собрать редуктор, вычертить его кинематическую схему.

Краткие теоретические сведения:

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины. Кинематическая схема привода может включать, помимо редуктора, открытые зубчатые передачи, цепные или ременные передачи (см., например, рис. 1.1). Указанные механизмы являются наиболее распространенной тематикой курсового проектирования.

Назначение редуктора — понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим. Механизмы для повышения угловой скорости, выполненные в виде отдельных агрегатов, называют *ускорителями* или *мультипликаторами*.

Редуктор состоит из корпуса (литого чугуна или сварного стального), в котором помещают элементы передачи — зубчатые колеса, валы, подшипники и т. д. В отдельных случаях в корпусе редуктора размещают также устройства для смазывания зацеплений и подшипников (например, внутри корпуса редуктора может быть помещен шестеренный масляный насос) или устройства для охлаждения (например, змеевик с охлаждающей водой в корпусе червячного редуктора).

Редуктор проектируют либо для привода определенной машины, либо по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному числу без указания конкретного назначения. Второй случай характерен для специализированных заводов, ка которых организовано серийное производство редукторов.

Кинематические схемы и общие виды наиболее распространенных типов редукторов представлены на рис. 2.1-2.20. На кинематических схемах буквой Б обозначен входной (быстроходный) вал редуктора, буквой Г - выходной (тихоходный).

Редукторы классифицируют по следующим основным признакам: типу передачи (зубчатые, червячные или зубчато-червячные); числу ступеней (одноступенчатые, двухступенчатые и т. д.); типу зубчатых колес (цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические и т. д.); относительному расположению валов редуктора в пространстве (горизонтальные, вертикальные); особенностям кинематической схемы (развернутая, соосная, с раздвоенной ступенью и т. д.).

Возможности получения больших передаточных чисел при малых габаритах обеспечивают планетарные и волновые редукторы.

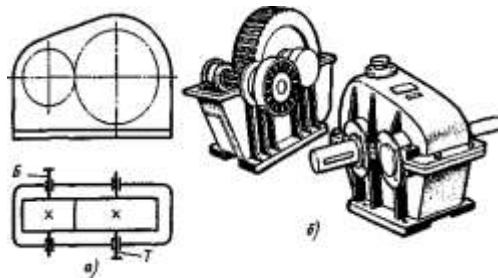


Рис. 2.1. Одноступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими зубчатыми колесами:

а - кинематическая схема; б - общий вид редуктора с косозубыми колесами

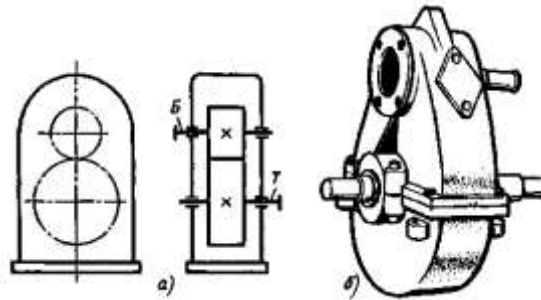


Рис. 2.2. Одноступенчатый вертикальный редуктор с цилиндрическими колесами:

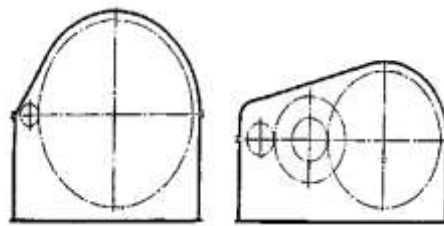


Рис. 2.3. Сопоставление габаритов одноступенчатого и двухступенчатого редукторов с цилиндрическими колесами при одинаковом передаточном числе $u = 8,5$

Конические редукторы применяют для передачи движения между валами, оси которых пересекаются обычно под углом 90° . Передачи с углами, отличными от 90° , встречаются редко.

Наиболее распространены двухступенчатые горизонтальные редукторы, выполненные по развернутой схеме (рис. 2.6). Эти редукторы отличаются от той, но из-за несимметричного расположения колес на валах повышается концентрация нагрузки по длине зуба. Поэтому в этих редукторах следует применять жесткие валы.

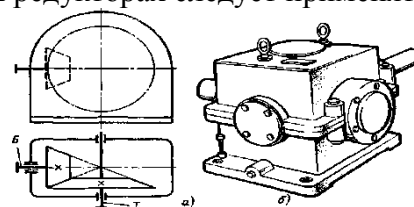


Рис. 2.4. Одноступенчатый редуктор с коническими зубчатыми колесами:

а — кинематическая схема; б — общий вид

Соосная схема (рис. 2.7) позволяет получить меньшие габариты по длине; это ее основное преимущество.

Двухступенчатые цилиндрические редукторы обычно применяют в широком диапазоне передаточных чисел: по ГОСТ 2185-66 $u = 6,3 \div 63$. Крупные двухступенчатые цилиндрические редукторы, выпускаемые НКМЗ, имеют $u = 7,33 \div 44,02$.

В двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторах (рис. 2.11 — 2.13) коническая пара может иметь прямые, косые или криволинейные зубья. Цилиндрическая пара также может быть либо прямозубой, либо косозубой.

Наиболее употребительный диапазон передаточных чисел для таких редукторов $u = 8 \div 15$. Наибольшие значения при прямозубых конических колесах $u_{max} = 22$; при конических колесах с круговыми зубьями $u_{max} = 34$.

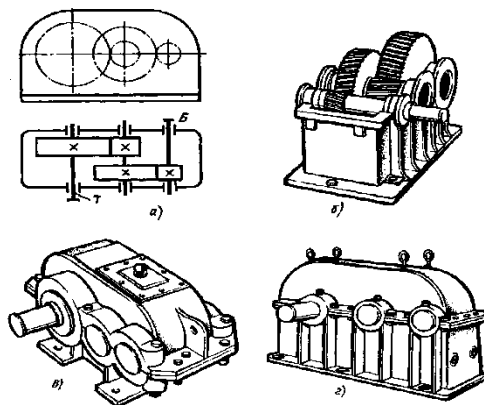


Рис. 2.6. Двухступенчатый горизонтальный редуктор с цилиндрическими колесами:
 а — кинематическая схема; б — редуктор со снятой крышкой (колеса косозубые);
 в — общий вид редуктора, у которого подшипниковые узлы закрыты врезными крышками;
 г — общий вид редуктора, у которого подшипниковые крышки привернуты винтами

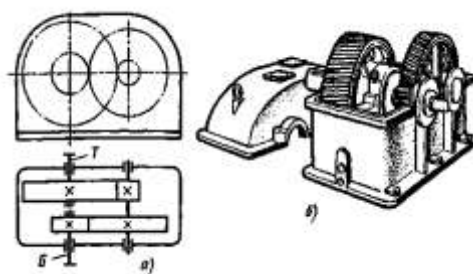


Рис. 2.7. Двухступенчатый горизонтальный соосный редуктор:
 а — кинематическая схема; б — общий вид

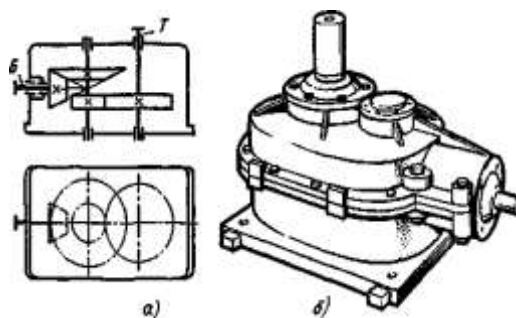


Рис. 2.12. Двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор с вертикальным тихоходным валом: *а* – кинематическая схема; *б* – общий вид

Червячные редукторы применяют для передачи движения между валами, оси которых перекрещиваются.

По относительному положению червяка и червячного колеса различают три основные схемы червячных редукторов: с нижним, верхним и боковым расположением червяка (рис. 2.14 — 2.16).

Передаточные числа червячных редукторов обычно колеблются в пределах $u = 8 \div 80$ (см. ГОСТ 2144-76).

Так как КПД червячных редукторов невысок, то для передачи больших мощностей и в установках, работающих непрерывно, проектировать их нецелесообразно. Практически червячные редукторы применяют для передачи мощности, как правило, до 45 кВт и в виде исключения до 150 кВт.

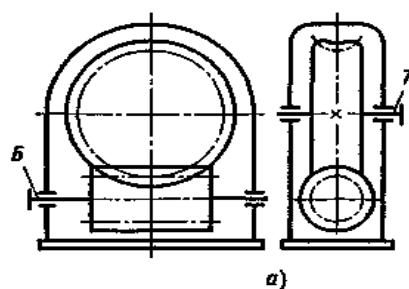
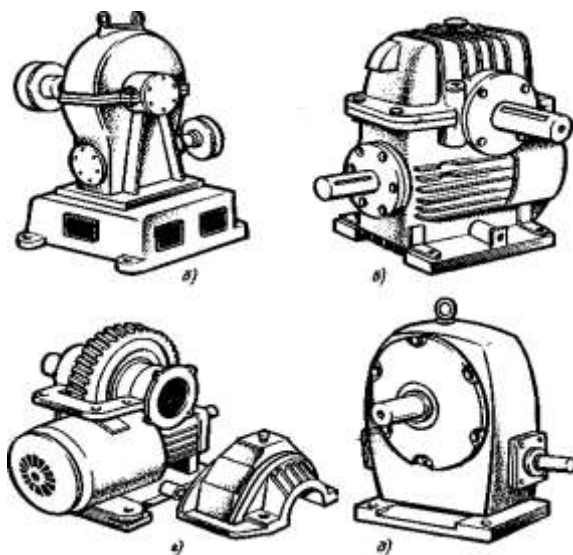


Рис. 2.14. Червячный редуктор с нижним расположением червяка:

а — кинематическая схема; *б* — общий вид редуктора с разъемным корпусом; *в* — общий вид редуктора с ребристым разъемным корпусом и искусственным обдувом; *г* — то же, со снятой крышкой; *д* — общий вид редуктора с неразъемным корпусом



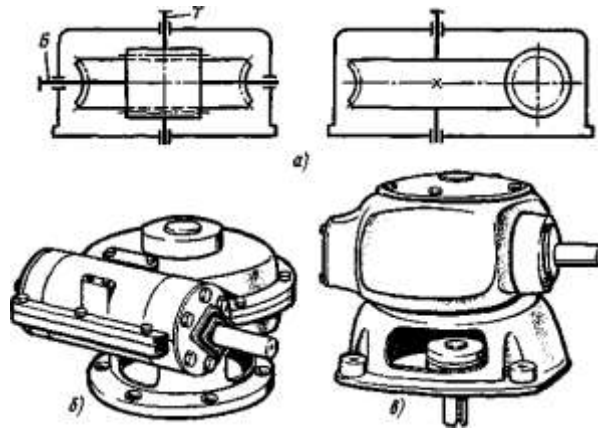


Рис. 2.16. Червячный редуктор с вертикальным валом червячного колеса:

а - кинематическая схема; *б* - общий вид редуктора с разъемным корпусом;
в - общий вид редуктора с неразъемным корпусом

Порядок выполнения работы:

1. Изучите правила техники безопасности при проведении работы.
2. Изучите теоретический материал
3. Изучите ход выполнения работы
4. Выполните лабораторную работу с соблюдением правил техники безопасности
5. Защитите работу

Ход работы:

1. Произвести внешний осмотр редуктора, сверить соответствие редуктора и чертежа, изучить конструкцию корпуса, наметить план разборки редуктора.
2. Редуктор, представленный на рис. 3.5, разбирать в следующем порядке: отвинтив соединительные болты, снять крышку редуктора и крышки подшипниковых узлов 2; ознакомиться с внутренним устройством редуктора и назначением деталей (с наименованием деталей ознакомиться по спецификации чертежа), обратить внимание на способ смазки зацепления и подшипников; снять входной 3, промежуточный 4 и выходной 5 валы редуктора с деталями и подшипниками, установленными на них; измерить угол β наклона зубьев непосредственно по диаметру выступом с помощью универсального угломера (рис. 3.6, *а*) или по отпечаткам зубьев на бумаге (рис. 3.6, *б*), предварительно нанеся на них тонкий слой краски.
3. После выполнения всех замеров, необходимых для заполнения табл. 3.2 отчета и уяснения внутренней конструкции редуктора, собрать редуктор до установки крышки корпуса, проверить качество (плавность) зацепления колес, установить крышку и закрепить ее болтами.
4. Составить и вычертить в масштабе кинематическую схему редуктора в соответствии с требованиями ГОСТ 2.402—68 (СТ. СЭВ 286—76).
5. Составить характеристику редуктора по его параметрам и схеме, дать сравнительную оценку данной конструкции с другими однотипными конструкциями, сравнить параметры данного редуктора с параметрами по ГОСТ 2185—78.

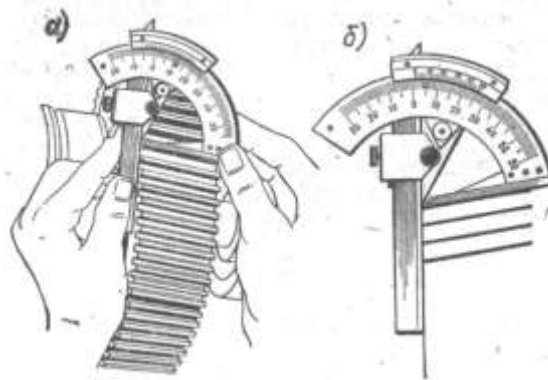
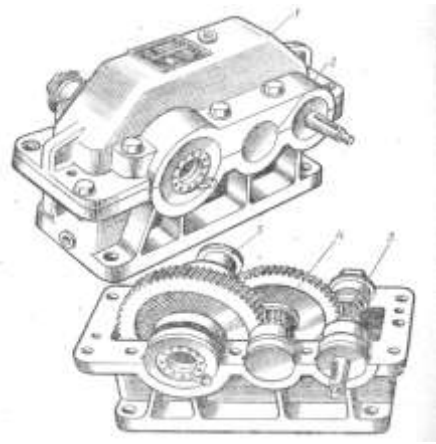


Рисунок. 3.6 Метод измерения зубьев
Форма представления результата:

Таблица 2. Основные размеры и параметры исследуемого редуктора.

Наименование параметра и его единица	Обозначение	Способ определения	Результаты измерений и вычислений	
			быстроходная ступень	тихоходная ступень
Число зубьев шестерни	z_1	Сосчитать		
Число зубьев колеса	z_2	»		
Передаточное число ступени	u_1	$u_1 = z_2/z_1$		
Общее передаточное число редуктора	$u_{общ}$	$u_{общ} = u_1 \cdot u_2$		
Межосевое расстояние	a_w	Измерить		
Угол наклона зуба по вершинам, град	β_a	См. рис. 3.6		
Угол наклона зуба по делительному диаметру, град	β	$\beta = \arctg \frac{z_1}{z_1 + 2} \operatorname{tg} \beta_a$		
Модуль нормальный, мм	m_n	$m_n = \frac{2 a_w}{(z_1 + z_2)} \cos \beta$		
Модуль торцовый, мм	m_t	$m_t = m_n / \cos \beta$		
Делительный диаметр, мм	d_1	$d_1 = m_t z_1$		
	d_2	$d_2 = m_t z_2$		
Диаметры вершин зубьев, мм	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2m$		
	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2m$		
Ширина венцов колес, мм	b_1	Измерить		
	b_2			

Примечание:

Межосевое расстояние сравнить со стандартным для данного типа редуктора. 2. Модуль зацепления округлить до ближайшего значения по СТ СЭВ 310—76. 3. Если

редуктор одноступенчатый, то $U_{\text{общ}} = U_1$

1. Заданный редуктор является одноступенчатым зубчатым редуктором с цилиндрическими колесами.

Число зубьев $z_1=28$, $z_2=84$

Передаточное число редуктора

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{84}{28} = 3.$$

Паспортная передаваемая мощность $F=5$ кВт при $n_1=500$ об/мин.

2. Редуктор состоит из следующих основных частей:

корпус с крышкой — базовая деталь, служит для установки всех остальных деталей, изготовлен из чугуна, литьем;

зубчатые колеса, стальные, закаленные;

валы (быстроходный и тихоходный);

подшипники, шариковые радиальные — являются опорами;

шпонки — служат для соединения колес с валом;

распорные втулки — служат для предотвращения осевого смещения колес;

сальники — служат для предотвращения вытекания масла;

крышки подшипников;

крепежные детали (болты, гайки, шайбы);

пробка отдушины;

крышка люка;

рым-болт;

масломерное устройство (жезл);

маслосливная пробка.

Вывод: В результате проделанной работы изучили устройство зубчатого редуктора и назначение его деталей.