Каспийский институт морского и речного транспорта
филиал Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования
«Волжский государственный университет водного транспорта»
(ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)

«УТВЕРЖДАЮ»

Зам. директора по учебной работе
_____ М.В. Карташов
«01» сентября 2016 г.

Методические указания
по выполнению лабораторных работ

по дисциплине, МДК, модулю «Механика»

для курсантов II курса

специальности 26.02.05 «Эксплуатация судовых энергетических установок»

РАССМОТРЕНО
на заседании цикловой методической комиссии
Общепрофессиональных дисциплин

Протокол № 1

от «30» августа 2016 года

Председатель ЦМК
_____ (подпись) Г. В. Вербовская (Ф.И.О.)

СОСТАВИЛ
_____ (подпись) Левина Е. А. (Ф.И.О.)

ОДОБРЕНО
учебно-методическим отделом СПО
Начальник _____ В.А.Овсянников
Ст. методист _____ О.Н. Вербицкая

2016 г.

Содержание:

Пояснительная записка…….. 2
Лабораторная работа №1: «Расчетные схемы балок и определение реакций их опор»……..….. 4
Лабораторная работа №2: «Определение центра тяжести плоских фигур»…. 8
Лабораторная работа №3: «Расчет стержня на прочность при растяжении-сжатии»…… 10
Лабораторная работа №4: «Определение необходимого количества заклепок для передачи заданной внешней нагрузки»……. 16
Лабораторная работа №5: «Определение диаметра вала из расчета на прочность при кручении»……. 20
Лабораторная работа №6: «Определение напряжений в поперечном сечении балки при прямом изгибе»……..….. 24
Лабораторная работа №7: «Определение кинематических и силовых параметров механической передачи»…… 30
Лабораторная работа №8: «Изучение конструкции, принципа работы и кинематики ременной передачи»……...… 33
Лабораторная работа №9: «Определение параметров зубчатого зацепления»...36
Лабораторная работа №10: «Изучение конструкции и принципа действия червячных редукторов»……40
Список литературы……44

Пояснительная записка

Цель настоящих методических указаний – оказать помощь курсантам при подготовке к выполнению лабораторных работ.

Лабораторные занятия организуются в порядке изучения программой лабораторных работ.

Оформляя лабораторную работу, необходимо строго следовать правилам оформления, для вычислений допускается использование микрокалькулятора.

Правила оформления лабораторных работ по механике:

1. Каждая лабораторная работа оформляется в тетради для лабораторных работ, которая в перерывах между занятиями хранится у преподавателя
2. Работы необходимо выполнять аккуратным почерком, обязательно шариковой ручкой с интервалом между строчками через одну клетку
3. Для замечаний преподавателя необходимо оставлять между работами 5-6 клеток
4. Каждая работа оформляется в следующем порядке: дата написания, номер работы и ее наименование, цель работы, номер варианта.
5. Тексты условий задач переписывать обязательно, рисунки к задачам должны быть выполнены четко в соответствии с правилами черчения и только простым карандашом
6. За полным условием задачи необходимо дать краткое условие: «Дано» и что необходимо определить
7. Следует выделять в отдельную сторону заголовки: «Задача №», «Дано», «Определить», «Решение», «Ответ». Решения задач должны поясняться необходимыми аккуратно выполненными схемами, подзаголовками с указанием, что определяется и что рассматривается, ссылки на теоремы, законы, правила и формулы. Преобразование формул, уравнений в ходе решения производить в общем виде, а уж затем подставлять числовые значения в порядке расположения буквенных обозначений. Форма записи расчетов должна быть такой: Формула = числовые значения = результат
8. При решении задач применять только Международную систему единиц СИ.

При затруднении в понимании какого-либо вопроса следует обратиться за разъяснениями к преподавателю.

Все лабораторные работы должны быть выполнены и сданы в сроки, определяемые программой или календарным планом преподавателя.

Лабораторная работа №1

«Расчетные схемы балок и определение реакций их опор»

Цель работы: определить реакции опор нагруженной балки с помощью аналитического метода определения реакций опор, выполнить проверку.

Учебные наглядные пособия: раздаточный материал (карточки с заданиями).

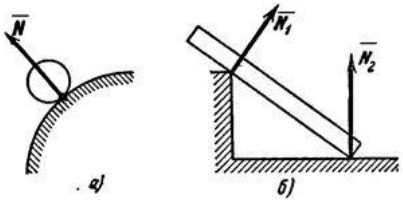
Теоретическое обоснование

Балка или балочная система – тело удлиненной формы, предназначенное для восприятия поперечных нагрузок, имеющее специальные опорные устройства для сопряжения его с другими элементами и передачи на них усилий.

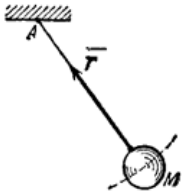
Связь – тело, ограничивающее перемещение другого тела в пространстве и во времени. Реакции связей – силы, действующие от связей и препятствующие перемещению тела.

Любое несвободное тело можно сделать свободным, если связи убрать, а действие их на тело заменить силами, такими, чтобы тело оставалось в равновесии.

Основные виды связей:



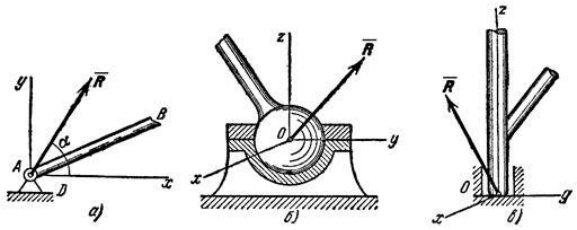
1. Гладкая плоскость (поверхность) или опора. Реакция N гладкой поверхности или опоры направлена по общей нормали к поверхностям соприкасающихся тел в точке их касания и приложена в этой точке. Когда одна из соприкасающихся поверхностей является точкой, то реакция направлена по нормали к другой поверхности.



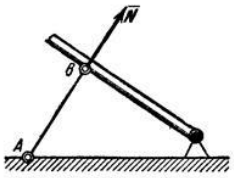
2. Нить (гибкие связи). Реакция T натянутой нити направлена вдоль нити от тела к точке ее подвеса. Если даже заранее можно догадаться, что реакция направлена к телу, все равно ее надо направить от тела. Таково правило. Оно избавляет от лишних и ненужных предположений и, как убедимся далее, помогает установить сжат стержень или растянут.

3. Шарниры. Цилиндрический шарнир (подшипник). Реакция R цилиндрического шарнира может иметь любое направление в плоскости, перпендикулярной к оси шарнира, т.е. в плоскости A_{xy}. Для силы $R_в$ этом случае наперед не известны ни ее модуль R, ни направление (угол α). Шаровой шарнир и подпятник. Реакция R шарового шарнира или подпятника может иметь любое направление в пространстве. Для

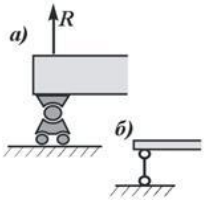
нее наперед неизвестны ни модуль реакции *R*, ни углы, образуемые ею с осями *x, y, z*. Шаровой шарнир и подпятник (рис. в). Реакция *R* шарового шарнира или подпятника может иметь любое направление в пространстве. Для нее наперед неизвестны ни модуль реакции *R*, ни углы, образуемые ею с осями *x, y, z*.



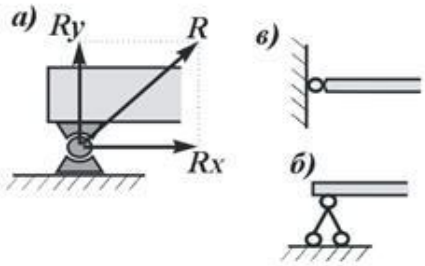
4.Стержень. Нагруженный на концах стержень, весом которого по сравнению с этими нагрузками можно пренебречь, работает только на растяжение или на сжатие. Если такой стержень является связью, то реакция $\bar{N}$ стержня будет направлена вдоль оси стержня.



5. Подвижная шарнирная опора. Реакция $\vec{R}$ такой опоры направлена по нормали к поверхности, на которую опираются катки подвижной опоры.

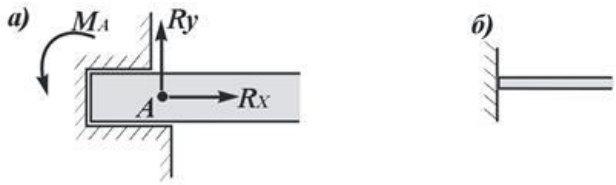


6.Неподвижная шарнирная опора (рис.12). Реакция *R* шарнирно-неподвижной опоры расположена в плоскости, перпендикулярной оси возможного вращения, и ее направление определяют две взаимно перпендикулярные составляющие R_x и R_y, соответствующие направлению выбранных осей. При решении задач будем реакцию $\bar{R}$ изображать ее составляющими $\bar{R}_y$ и $\bar{R}_x$ по направлениям осей координат. Если мы, решив задачу, найдем $\bar{R}_y$ и $\bar{R}_x$,



то тем самым будет определена и реакция $\bar{R}$; по модулю $R = \sqrt{R_y^2 + R_x^2}$.

7. Неподвижная защемляющая опора или жесткая заделка. Балка, изображенная на рисунке, жестко заделана в стену в точке А. Перемещению ее в вертикальном направлении, препятствует реакция R_y, перемещению в горизонтальном направлении препятствует реакция R_x и повороту вокруг точки А - опорный момент M_A. Характерным для данной опоры является наличие опорного

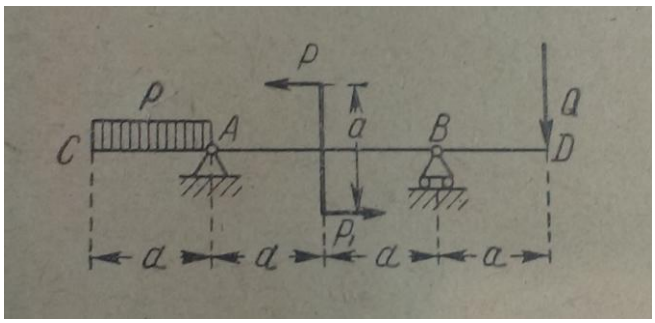


момента сил, исключающего вращение тела вокруг любой оси.

Описание работы

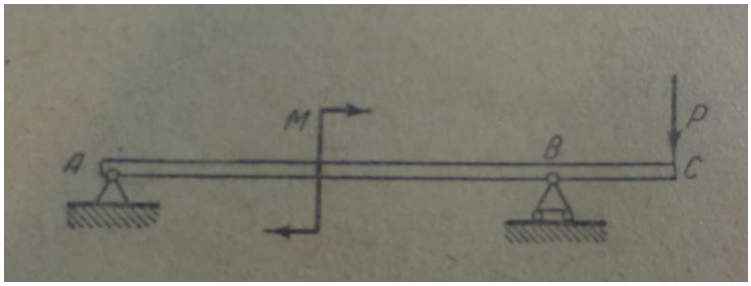
Задача №1

На двухконсольную горизонтальную балку действует пара сил (P, P_1), на левую консоль – равномерно распределенная нагрузка интенсивности *p*, а в точке D правой консоли – вертикальная нагрузка Q. Определить реакции опор, если P=1 Н, Q=2 Н p=2 Н/м a=0,8 м. Выполнить проверку.



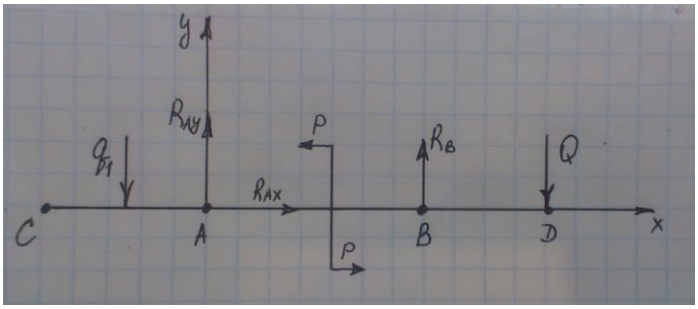
Задача №2

На консольную горизонтальную балку действует пара сил с моментом M=6 Нм, а в точке C вертикальная нагрузка P=2 Н. Длина пролета балки AB=3,5 м, вынос консоли BC=0,5 м. Определить реакции опор. Выполнить проверку.

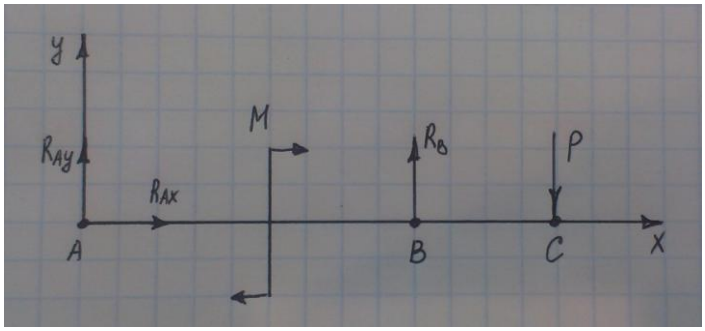


Ход работы

1. Составить расчетную схему для решения задач, на которой заменить связи их реакциями, а распределенную нагрузку одной сосредоточенной внешней силой. Задать направление осей координат.



К Задаче №1

К Задаче №2 

2. Составить уравнения равновесия для каждой оси и уравнение моментов относительно одной из выбранных основных точек по формулам:

$\Sigma F_{ix} = 0$

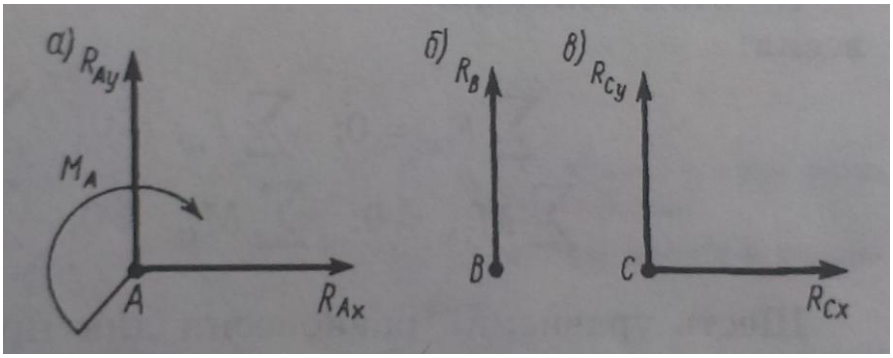
$\Sigma F_{iy} = 0$

$\Sigma M_A = 0$

3. Выполнить проверку решения, составив уравнение моментов относительно другой основной точки

$\Sigma M_B = 0$

Контрольные вопросы:

1. В каких связях реакции всегда направлены по нормали к поверхности?
2. К чему приложена реакция опоры?
3. Сколько независимых уравнений можно составить для плоской системы параллельных сил?
4. На рисунке показаны составляющие реакций опор балок. Указать, какой вид опоры соответствует каждому случаю. 

5. Главный вектор и главный момент системы сил равны нулю. Можно ли утверждать, что система сил находится в равновесии?

Лабораторная работа №2

«Определение центра тяжести плоских фигур»

Цель работы: определить положение центра тяжести сложных геометрических фигур.

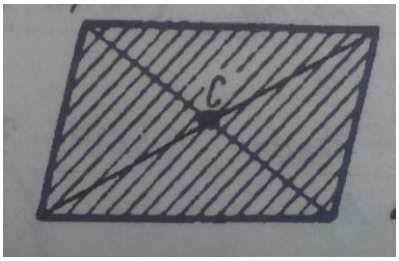
Учебные наглядные пособия: раздаточный материал (карточки с вариантами заданий).

Теоретическое обоснование

Центры тяжести простейших сечений:

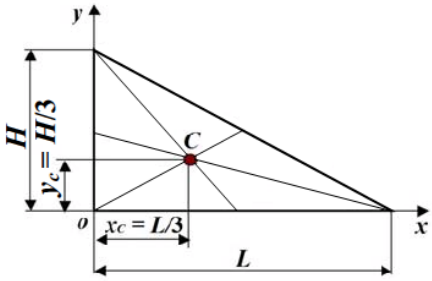
1. Квадрат (прямоугольник, параллелограмм)

x_c = в/2 y_c = а/2



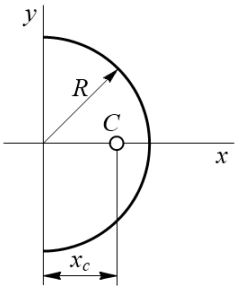
2. Треугольник

x_c = L/3 y_c = H/3



3. Полукруг

y_c = 4R/3П



Методы расчета координат ЦТ плоских составных фигур:

1) метод симметрии
2) метод разделения на простые части
3) метод отрицательных площадей

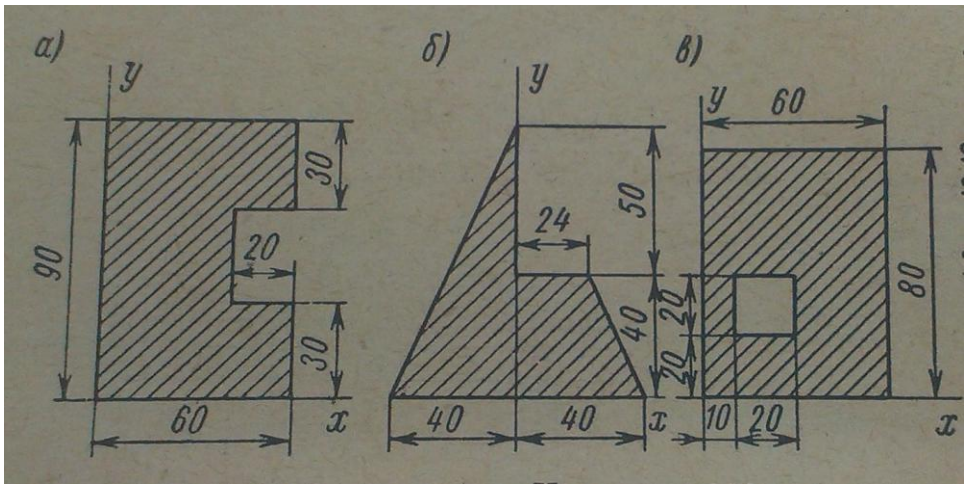
Координаты ЦТ сложных и составных сечений:

$$x_C = \frac{S_y}{A} = \frac{\sum_{i=1}^{n} A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{n} A_i}; \quad y_C = \frac{S_x}{A} = \frac{\sum_{i=1}^{n} A_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^{n} A_i}$$

Где A_i – площади частей сечения; x_i и y_i – координаты ЦТ частей сечения

Описание работы

Определить координаты центров тяжести плоских сечений (решить 3 задачи)



Ход работы

1. Направления осей координат уже заданы
2. Разбить сложную фигуру на простые составные, пронумеровать их
3. Определить координаты ЦТ каждой из простых фигур
4. Вычислить площадь каждой простой фигуры.

   $A_{\square}$ = a*b (площадь квадрата или прямоугольника)

   A_{Δ} = ½ a*b (площадь треугольника)
5. Вычислить координаты ЦТ всей фигуры по формуле:

$$x_C = \frac{S_y}{A} = \frac{\sum_{i=1}^{n} A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{n} A_i}; \quad y_C = \frac{S_x}{A} = \frac{\sum_{i=1}^{n} A_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^{n} A_i}$$

Контрольные вопросы:

1. Где располагается ЦТ тела, имеющего ось симметрии?
2. Чему равна равнодействующая двух параллельных сил? Как она направлена относительно этих сил?
3. Что такое центр параллельных сил?
4. Что такое центр тяжести тела?
5. Чему равен статический момент плоской фигуры относительно любой другой центральной оси?

Лабораторная работа №3

«Расчет стержня на прочность при растяжении-сжатии»

Цель работы: Для заданного ступенчатого бруса, изготовленного из стали марки Ст3 построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине; проверить брус на прочность.

Учебные наглядные пособия: раздаточный материал (карточки с вариантами заданий).

Теоретическое обоснование

1. Метод сечений. РОЗС.

Метод сечений применяется в сопромате, когда необходимо найти внутренние силы (силы упругости) в каком-либо сечении тела.

Метод заключается в следующем:

1. Разрезаем систему (на части);
2. Отбрасываем одну часть;
3. Заменяем действие отброшенной части на оставшуюся внутренними силами упругости (приложим в сечении усилия, способные уравновесить внешние силы, действующие на отсеченную часть);
4. Составляем уравнения равновесия, составленное для отсеченной части и находим значения усилий.

Если внешние силы в одной плоскости, то для их уравновешенности необходимо в общем случае приложить в сечении три внутренних усилия.

N - сила, направленная вдоль оси стержня (<u>продольная сила</u>);

Q – <u>поперечная сила</u>, действующая в плоскости поперечного сечения;

M – <u>изгибающий момент</u>, плоскость, действие которой перпендикулярно плоскости сечения.

Если система пространственная, то в поперечном сечении возникает 6 внутренних усилий: N, Q_y, Q_z, M_y, M_z (изгиб. Момент)

T (<u>крутящий момент</u> действует в плоскости сечения).

Если в поперечном сечении возникает:

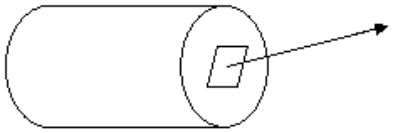
1. N - это растяжение (сжатие);
2. Q_y или Q_z – сдвиг;
3. T – кручение;
4. M_y или M_z – изгиб;
5. Несколько усилий, например M_y и T – сложное сопротивление.

Если число неизвестных усилий равно числу уравнений равновесия, система называется <u>статически определимой,</u> если же число неизвестных усилий больше числа уравнений – <u>статически неопределимой.</u>

2. Напряжения (характеризует интенсивность внутренних сил)

<u>Среднее напряжение</u> $P_m = dF / dS$

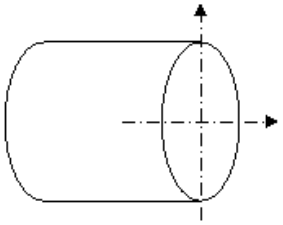
dF – равнодействующая сил. Приложенных к площади dS



Истинное напряжение:

$$P = \lim \frac{\Delta F}{\Delta S}\left[\frac{сила}{площадь} = \frac{Н}{М^2} = Па\right]$$

Мпа= 10^6 Па Па=1 Н/м^2 1мПа=10^6 Па= 1 Н/мм^2



P можно разложить на σ нормальное напряжение – перпендикулярно плоскости сечения и τ – касательное напряжение – лежащее в плоскости сечения.

$P^2 = \sigma^2 + \tau^2$

$P = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}$ (Пифагор)

σ + - растягивающее нормальное напряжение положительное (индекс плюс)

σ - - сжимающее, отрицательное (индекс минус)

Физический смысл разложения P на σ и τ:

σ возникает тогда, когда частицы материала стремятся отдалиться или сблизиться;

τ – когда частицы сдвигаются по плоскости рассматриваемого сечения.

Оценка прочности элементов производится по max σ или max τ, которые не должны превышать допускаемых значений.

Эти условия, выраженные в форме уравнений, называются условиями прочности.

Σ max [σ]

τ max [τ]

Растяжение (сжатие) – вид деформации, при которой в поперечном сечении бруса действует только продольная сила N (внутренний силовой фактор – ВСФ).

Для определения ВСФ воспользуемся методом сечений (РОЗС).

1. Рассекаем брус сечением I.
2. Рассмотрим равновесие отсеченной части.
3. Воздействие оставшейся части на отсеченную заменим продольной силой N и направим ее на сечения (предположим – растяжение).
4. Составим уравнение равновесия (проекций всех сил на ось x).

Сечение I- I: (проводим за точкой приложения силы)

3. $N_1 + 5 = 0$ $N_2 = -5$ кН

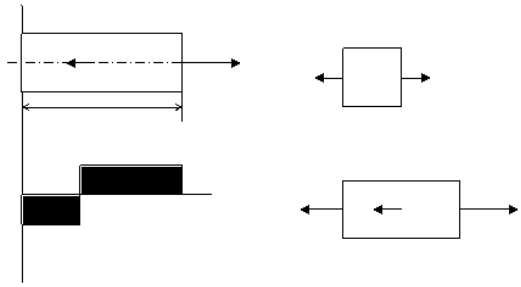
Знак (-) показывает, что направление N_2 следует изменить на обратное.

Продольная сила будет сжимающей.

Условимся продольную силу, соответствующую растяжению, считать положительной.

Наглядное представление о законе изменения продольных сил по длине стержня дает график (эпюра продольных сил), ось абсцисс, которая параллельна оси стержня, а ось ординат перпендикулярна.

По оси ординат в выбранном масштабе откладывают значения продольных сил (с учетом знаков) в поперечных сечениях стержня.



Эпюру штрихуют вертикальными линиями. Каждая линия показывает значение ВСФ в данном сечении. ВСФ остается постоянным от точки до точки приложения силы.

Для проверки эпюры:

На эпюре скачок равен величине приложенной в данной точке силы.

Определение напряжений.

При растяжении (сжатии) справедлива гипотеза Бернулли. Поперечные сечения стержня, плоские и нормальные к его оси до деформации, останутся плоскими и нормальными к оси и после деформации.

Продольная сила N – есть равнодействующая нормальных напряжений в поперечном сечении.

$$N = \int_S \sigma dS$$

т.к. σ = const следовательно $N = \sigma S$ следовательно $\sigma = N / S$

Формула справедлива для растяжения и для сжатия, растягивающее σ +, сжимающее σ - .

Определение деформаций и перемещений

Для растяжения (сжатия) справедлив закон Гука:

$\Sigma = E\varepsilon$ (опытная зависимость), где $\varepsilon = \Delta l/l$ - продольная деформация;

($\varepsilon' = \Delta S / S$ – поперечная деформация; отношение изменения размера (площади) ΔS поперечного сечения к его первоначальному значению S).

E – модуль продольной упругости (модуль упругости I рода), зависит от материала (можно найти в справочниках).

Зная, что $\varepsilon = \Delta l/l$, а $\varepsilon = N / S$, можно получить формулу для определения абсолютного удлинения (укорочения) стержня Δl:

$\Delta l = \varepsilon l$;

$\sigma = N / S$, $\sigma = E\,\varepsilon \Rightarrow N / S = E\varepsilon \Rightarrow \varepsilon = N / E\,S \Rightarrow \Delta l = N\,l\,/\,E\,S$, где
E S характеризует жесткость сечения.

$\Delta l \oplus$ - удлинение,

$\Delta l\,\Theta$ - укорочение.

4. Основные типы задач при расчете на прочность растянутых (сжатых) стержней

Определив напряжения в опасном сечении растянутого (сжатого) стержня по формуле $\sigma = N / S$ и установив допускаемое напряжение (наибольшее значение σ, при котором конструкция может работать сколько угодно долго не разрушаясь под действием заданной нагрузки); обозначается [σ], можно произвести оценку прочности стержня.

Для этого необходимо сопоставить фактическое напряжение в опасном сечении с допускаемым:

$\sigma_{max} = N / S \le [\sigma]$ - условие прочности при растяжении (сжатии).

Пользуясь этим условием, можно решать задачи:

1. Проверять прочность стержня, т.е. зная N и S, определим фактическое σ и сравним с [σ].

   $[\sigma] \le \sigma \le [\sigma]$ $(\sigma = \pm 5\% + [\sigma])$

   -5% +5%

   Перенапряжение недопустимо с точки зрения прочности.

   Недонапряжение свидетельствует о перерасходе материала.

2. Определять (по известным N и [σ]) размеры поперечного сечения стержня, требуемые по условию его прочности:

   $S \ge N / [\sigma]$

4. Определять [N] по заданным размерам поперечного сечения стержня и известному [σ]: $[N] \le S\,[\sigma]$

Описание работы

Для заданного ступенчатого бруса, изготовленного из стали марки Ст3 построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине; проверить брус на прочность (см табл.1).

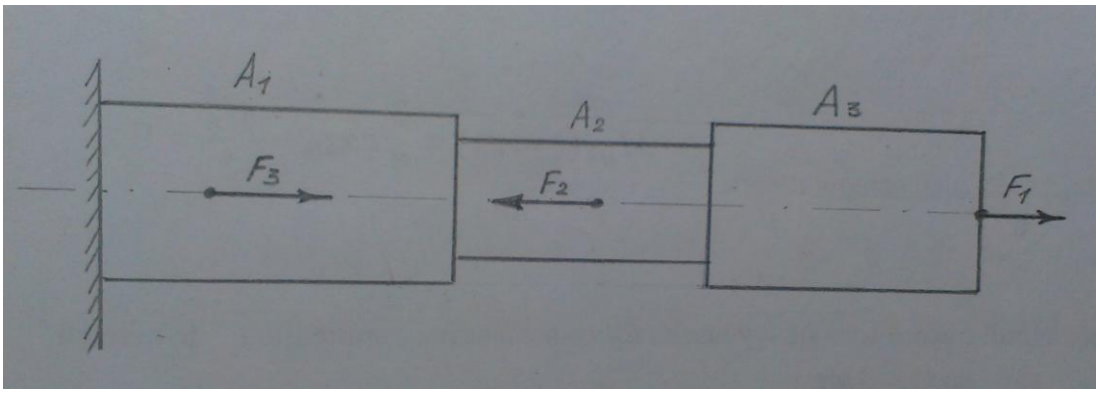


Таблица 1. **Допускаемые напряжения для некоторых материалов при статическом действии нагрузок**

Материал	Допускаемые напряжения	
	при растяжении $[\sigma_p]$, МПа (Н/мм^2)	при сжатии $[\sigma_c]$, МПа (Н/мм^2)
Чугун Сч 21–40	35–55	150–200
Сталь Ст2	140	140
» Ст3 и Ст4	140–170	140–170
» Ст5	175–210	175–210
» 45	180–210	180–210
Текстолит	30–40	50–80
Древесина вдоль волокон	10–15	10–12

Дано:

Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4	Вариант 5
A1= 7 см2	A1= 9 см2	A1= 7 см2	A1= 5 см2	A1= 9 см2
A2= 4 см2	A2= 6 см2	A2= 4 см2	A2= 4 см2	A2= 7 см2
A3= 6 см2	A3= 8 см2	A3= 8 см2	A3=10 см2	A3= 5 см2
F1= 90 кН	F1= 100 кН	F1= 80 кН	F1= 100 кН	F1= 80 кН
F2= 100кН	F2= 120кН	F2= 60кН	F2= 50кН	F2= 40кН
F3= 60кН	F3= 90кН	F3= 90кН	F3= 80кН	F3= 50кН

Ход работы:

1. Разбить стержень на участки при помощи сечений
2. Рассмотреть каждый участок в отдельности и определить действующую на нем продольную силу N
3. Определить нормальное напряжение σ на каждом участке по формуле: σ=N/A.
4. Построить эпюру продольных сил
5. Построить эпюру нормальных напряжений
6. Сравнить полученное значение максимального нормального напряжения со значением в таблице и определить, выдержит ли брус заданную нагрузку, не разрушившись
7. Сделать вывод о том, какие деформации испытывает стержень на каждом участке и какой участок является наиболее опасным.

Контрольные вопросы:

1. Образцы из стали и дерева с равной площадью поперечного сечения растягиваются одинаковыми силами. Будут ли равны возникающие в

образцах напряжения?

2. Рабочее напряжение, возникающее в детали, равно 160МПа, а опасное (предельное) напряжение для материала детали равно 320МПа. Определить коэффициент запаса прочности
3. Допускаемое напряжение при расчете на прочность было принято равным 180 МПа. После окончательного выбора размеров конструкции, рабочее напряжение оказалось равным 185 МПа. Грозит ли конструкции опасность разрушения?
4. Как изменится масса конструкции, если при подборе ее сечений уменьшить коэффициент запаса прочности?
5. Вычислить продольную силу, возникающую в поперечном сечении растянутого стержня, если нормальные напряжения в этом сечении равны 140МПа, а его площадь составляет 100 мм^2.

Лабораторная работа №4

«Определение необходимого количества заклепок для передачи заданной внешней нагрузки»

Цель работы: проверить прочность данного заклепочного соединения. Расчет включает в себя проверку прочности заклепок на срез, стенок отверстий в листах и накладках на смятие, листов и накладок на растяжение.

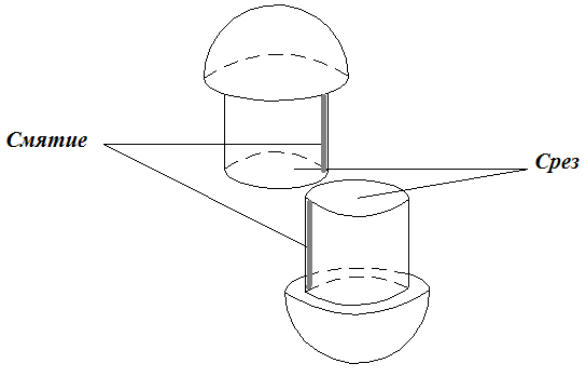
Учебные наглядные пособия: раздаточный материал (карточки с вариантами заданий)

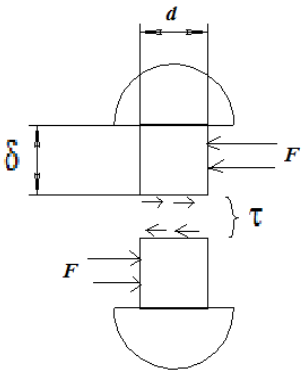
Теоретическое обоснование

1. Условия прочности на срез и смятие.
2. Расчёты болтовых и заклёпочных соединений.

1. Срез вызывается действием двух равных, близко расположенных сил, направленных в противоположные стороны, перпендикулярно к оси стержня.

Смятием называется местная деформация сжатия по площадкам передачи давления одним элементом конструкции другому. Характерным конструктивным элементом, работающим на срез, является заклёпка.





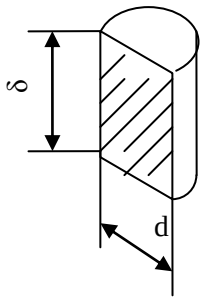
$$\tau = \frac{F}{A_{cp}}$$

При срезе возникает касательное напряжение:

Где: A_{cp} – площадь среза

$$A_{cp} = \frac{\pi d^2}{4}$$

При смятии возникают нормальные напряжения:



$$\sigma = \frac{F}{A_{CM}}$$

$$A_{CM} = d \cdot \delta$$

За площадь смятия принимается площадь проекции поверхности полуцилиндра на диаметральную плоскость.

Условия прочности на срез.

$$\tau = \frac{F}{A_{ср}} \leqslant [\tau] \quad — \textit{На срез}$$

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} \leqslant [\sigma_{см}] \quad — \textit{На смятие}$$

2. 1. Проверочный расчёт.

На срез:

$\tau = \frac{F}{A_{СР} \cdot n} \leq [\tau_{СР}]$ где: n – количество заклёпок или болтов

На смятие:

$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см} \cdot n} \leqslant [\sigma_{см}]$ где: n – количество заклёпок или болтов

2. Проектный расчёт. (Определение количества заклёпок или болтов)

На срез:

$n \geq \frac{F}{A_{СР} \cdot [\tau_{СР}]}$

На смятие:

$n \geqslant \frac{F}{A_{см} [\sigma_{см}]}$

Из двух значений принимается большее.

3. Определение допускаемой нагрузки.

На срез:

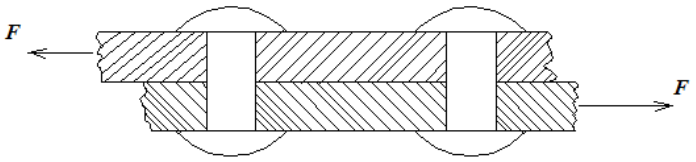
$[F] \leqslant A_{ср} [\tau] \cdot n$

На смятие:

$[F] \leqslant A_{см} [\sigma_{см}] \cdot n$

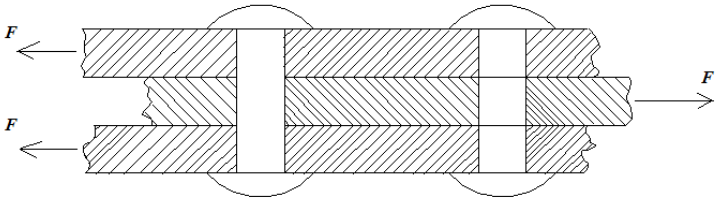
Из двух значений принимается меньшее.

Односрезные заклепки:



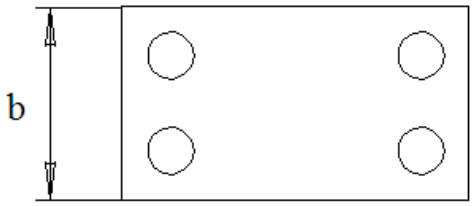
$$A_{ср} = \frac{\pi d^2}{4}$$

Двухсрезные заклепки:



$$A_{ср} = 2\,\frac{\pi\, d^2}{4} = \frac{\pi\, d^2}{2}$$

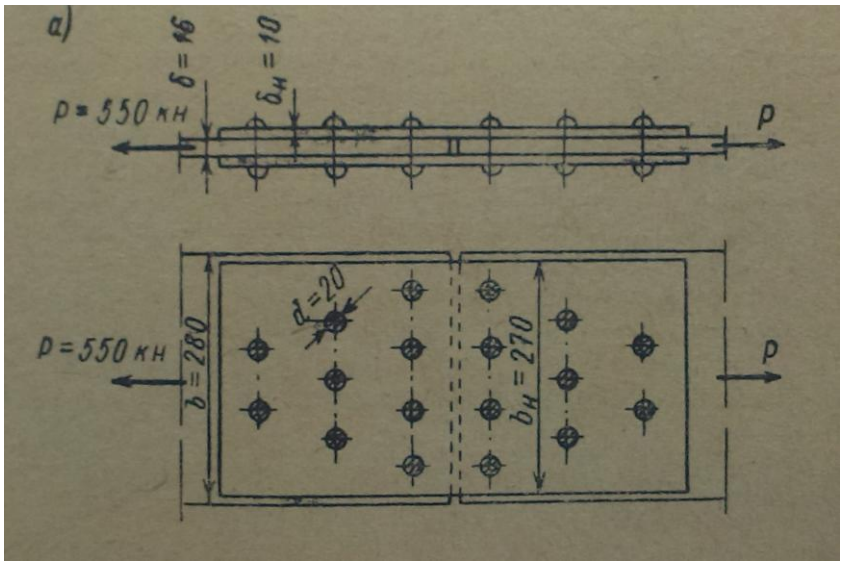
При расчёте болтового и заклёпочного соединения необходимо проверять прочность листов на растяжение или сжатие.



$$\sigma_р = \frac{F}{A_{нетто}} = \frac{F}{\delta\,(b - n \cdot d)} \leqslant [\sigma_р]$$

Описание работы:

Проверить прочность заклепочного соединения. Расчет включает в себя проверку прочности заклепок на срез, стенок отверстий в листах и накладках на смятие, листов и накладок на растяжение.



Ход работы:

1. Проверить прочность заклепок на срез
2. Проверить прочность на смятие
3. Выполнить проверку прочности листов на растяжение
4. Построить эпюру продольных сил для определения опасного сечения
5. Произвести проверку прочности для каждого из ослабленных сечений
6. Сделать вывод, определив самое опасное сечение

Контрольные вопросы:

1. Определить площадь среза и смятия для заклепки при d=20мм, δ=16мм.
2. Какую механическую характеристику материала листа надо знать, чтобы определить силу, необходимую для продавливания отверстий?
3. Диаметр заклепки увеличился в два раза. Как изменится расчетное напряжение среза?
4. Что такое смятие?

Лабораторная работа №5

«Определение диаметра вала из расчета на прочность при кручении»

Цель работы: определить из условия прочности диаметр вала. Построить эпюру крутящих моментов.

Учебные наглядные пособия: раздаточный материал (карточки с заданиями)

Теоретическое обоснование

Понятие деформации кручения. Построение эпюр крутящихся моментов.

Кручение - вид деформации бруса, при котором в его поперечных сечениях возникает единственный силовой фактор – крутящийся момент

Деформация кручения возникает при нагружении бруса парами сил, плоскости действия которых перпендикулярны его продольной оси. Моменты этих пар будем называть скручивающими моментами и обозначать М

$$M = \frac{P}{\omega} \frac{Вт}{рад/с}$$

Алгебраическая сумма Σ всех М = 0 брус в равновесии

Р – мощность

ω – угловая скорость

● - момент направлен на наблюдателя

+ - момент направлен от наблюдателя

Скручивающие (внешние) моменты передаются на вал, как правило, в местах посадки на него шкивов, зубчатых колес и т.п.

Вращающиеся и работающие на кручение стержни называются валами.

Для определения крутящих моментов, возникающих в сечении вала будем пользоваться методом сечений.

Для наглядного представления о факторе распределения и значений крутящих моментов по длине стержня строит эпюры (графики) этих моментов. Построение их аналогично построению эпюр N при растяжении (сжатии)

Для построения эпюр необходимо условиться о правиле знаков. Общепринятого правила знаков не существует. Важно лишь принятое правило знаков выдержать на всем протяжении эпюры.

Правило знаков: крутящий момент в сечении считается положительным, когда внешний момент вращает отсеченную часть против часовой стрелки, если смотреть на отсеченную часть со стороны сечения.

В местах приложения внешних моментов ординаты эпюры скачкообразно изменяются на величину приложенного внешнего момента.

Крутящий момент в сечении численно = алгебраической Σ внешних скручивающих моментов, действующих по одну сторону от сечения.

Определение напряжений

Крутящиеся моменты представляют лишь равнодействующие внутренних сил. Фактически в поперечном сечении скручиваемого стержня действуют непрерывно распределенные внутренние касательные напряжения.

<u>Допущения:</u>

2. Справедлив закон парности касательных напряжений
3. Справедлива гипотеза Бернулли.
4. Справедлив закон Гука.
5. Радиусы поперечные сечения бруса при деформации не искривляются

На основании всего этого можем принять, что при кручении в поперечных сечениях действует т.ч. т.е. напряженное состояние в точках скручиваемого стержня представляет собой чистый сдвиг(главное напряжение – одно растягивает вторично сжимающее)

Для установления закона распределения касательного напряжения по поперечному сечению скручиваемого стержня рассмотрим более детально деформации стержня.

Угол сдвига элемента ABB`:

Δ ABB` - прямоугольный

BB` = r d 4

$$tg\gamma = r \cdot \frac{d4}{dx}; \gamma = \rho \frac{d4}{dx}$$ (1) – угол сдвига

ρ – радиус кривизны производно выбранного слоя

закон Гука при сдвиге $\tau = G\gamma$

подставим закон Гука в формулу (1)

$$\tau = G \cdot \rho \frac{d4}{dx}$$ (2)

при кручении деформации сдвига и касательные напряжения прямо пропорциональны расстоянию от центральной точки сечения.

Эпюра распределения τ по поперечному сечению:

А) В центральной точке $\tau = 0$

Б) В центральной точке τ_{max} в (●) сечения у поверхности стержня

Далее:

$\tau \cdot ds$ – элементарная внутренняя касательная сила в поперечном сечении

$$T = \int_S \rho \cdot \tau ds$$ (3) – крутящий момент это равнодействующий момент τ в сечении

$\rho = \tau \cdot ds$ – элементарный крутящий момент внутренних сил на площадке ds

Подставим в формулу (3) формулу (2)

$$T = G \cdot \frac{d\varphi}{dx} \underbrace{\int_S \rho^2 ds}_{Y_P} \Rightarrow T = G \cdot \frac{d\varphi}{dx} \cdot Y_p \Rightarrow \frac{d\varphi}{dx} = \frac{T}{G \cdot Y_p} (4) \rightarrow (2) \tau = \frac{G \cdot T}{G \cdot Y_p} \cdot \rho = \frac{T \cdot \rho}{Y_p} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \tau = \frac{T \cdot \rho}{Y_p}; \tau_{max} = \frac{T \cdot \tau}{Y_p}; W_p = \frac{Y_p}{r}$$

полярный момент сопротивления

$$\tau_{max} = \frac{T}{W_p}; \tau_{max} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]$$

условие прочности

величина равная отношению полярных моментов инерции сечения к его радиусу называется полярным моментом сопротивления W_P

Для круга

$$W_p = \frac{Y_p}{r} = \frac{\pi d^4}{32d/2} = \frac{\pi d^3}{16}$$

Для кольца

$$W_p = \frac{2Y_p}{D} = \frac{\pi\left(D^4 - d^4\right)}{16D} = \frac{\pi D^3}{16}\left(1 - c^4\right) = 0{,}2D^3\left(1 - c^4\right)$$

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

Деформации и перемещения

Из $(4) \Rightarrow d4 = \frac{Tdx}{GY_p} \Rightarrow \varphi = \int_0^e \frac{Tdx}{GY_p} = \frac{T \cdot L}{GY_p}$

$$\varphi = \frac{T \cdot L}{G \cdot Y_p}$$ угол поворота сечения

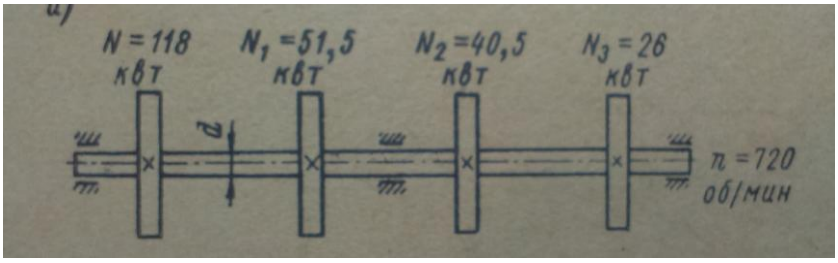
$$\gamma = \frac{\varphi}{L} = \frac{T}{G \cdot Y_p}$$ - относительный угол закручивания

Условие жесткости $\gamma = \frac{T}{G \cdot Y_p} \le [\gamma]$

$G \cdot Y_p$ - жесткость сечения

Описание работы.

Задача №1



На вал поступает мощность N; мощности N_1, N_2, N_3 передаются к рабочим машинам. Определить из условия прочности диаметр вала, если $[\tau_к]$ =30 Н/мм^2. Построить эпюру крутящих моментов.

Задача №2

Стальной вал вращается с угловой скоростью n = 980 об/мин и передает мощность N = 40 КВт. Определить требуемый диаметр вала, если $[\tau_к]$ =25 Н/мм^2

Ход работы.

1. Сечениями разбить вал на участки и пронумеровать их
2. Определить скручивающие моменты в сечениях
3. Определить крутящие моменты на участках вала
4. Построить эпюру крутящих моментов
5. Сделать вывод о том, какой из участков вала является наиболее опасным

Контрольные вопросы:

1. Что такое вал?
2. Справедлив ли закон Гука при кручении, если напряжение не превышает предела пропорциональности?
3. Зависят ли рабочие (расчетные) касательные напряжения от материала вала?
4. Зависит ли угол поворота сечения вала от материала, из которого он изготовлен?
5. Во сколько раз уменьшится максимальное напряжение в поперечных сечениях вала, если его диаметр увеличить в два раза?

Лабораторная работа №6

«Определение напряжений в поперечном сечении балки при прямом изгибе»

Цель работы: определить напряжения в поперечном сечении стержня (балки), на который действуют активный силы и пары сил, при изгибе. Построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.

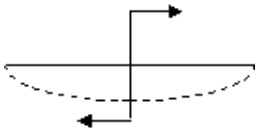
Учебные наглядные пособия: раздаточный материал (карточки с заданиями)

Теоретическое обоснование

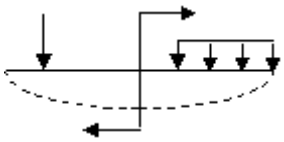
Очень часто стержни подвергаются действию поперечной нагрузки или внешних пар. При этом в поперечных сечениях стержня возникают изгибающие моменты, т.е. внутренние моменты плоскость действия которых перпендикулярна плоскости поперечного сечения стержня. Под действием такой нагрузки ось стержня искривляется. Такой вид нагружения называется изгибом.

Стержни, работающие на изгиб - балки.

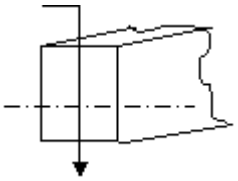
А) Чистый изгиб - вид деформации, при котором в поперечном сечении балки возникает изгибающий момент $M_{изг.}$



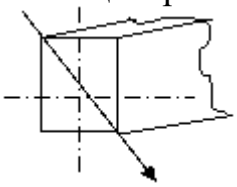
Б) Поперечный изгиб – вид деформации, при котором в поперечном сечении балки наряду с $M_{изг.}$ Возникают также поперечные силы Q.



В) Плоский (простой, прямой) изгиб – плоскость действия $M_{изг.}$ проходит через одну из главных центральных осей поперечного сечения.



Г) Косой изгиб – плоскость действия $M_{изг.}$ не совпадает ни с одной из главных центральных осей поперечного сечения.



Типы опор балок

а) Шарнирно – неподвижная опора – опора допускает вращение конца балки, но устраняет поступательное перемещение ее в любом направлении.

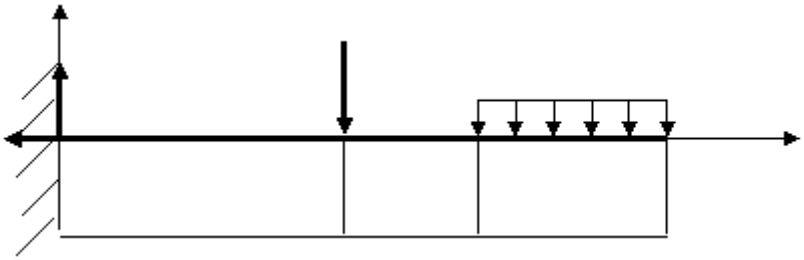
Б) Шарнирно – подвижная опора – не препятствует вращению конца балки и ее перемещению вдоль плоскости.

В) Жесткая заделка (защемление) не допускает ни линейных, ни угловых перемещений.

Балка с одним заделанным (защемленным) концом называется консолью (консольной балкой)

Определение опорных реакций

Рассмотрим пример



1. Приравняем нулю сумму проекций на ось X всех сил, действующих на балку: $\Sigma x=0$, $A_x=0$.
2. То же, на ось У:

$\Sigma y=0$ $\quad A_y - P_1 - q\cdot a_3=0$

$A_y = P_1 + q\cdot a_3 = 20 + 20\cdot 2= 60$ кН

Вертикальная составляющая реакций в консольной балке равна сумме сил, приложенных к балке.

3. Составляем третье уравнение равновесия. Приравняем нулю сумму моментов всех сил относительно какой-либо точки, например точки А:

$\Sigma M_A=0$ $\quad M_A + P_1\cdot 2 + q\cdot 2\cdot 5=0$

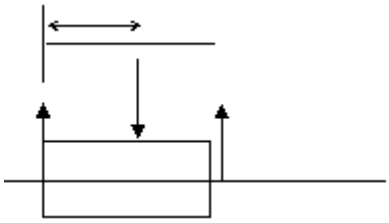
$M_A = -P_1\cdot 2 - q\cdot 10 = -20\cdot 2 - 20\cdot 10= -240$ кН ·м

Знак (-) показывает, что направление момента следует изменить на обратное. Реактивный момент в заделке равен Σ моментов внешних сил относительно заделки.

Определение внутренних усилий при изгибе

При плоском поперечном изгибе в поперечных сечениях возникают два внутренних усилия М изгибающий и поперечная сила Q.

Для их определения применим метод сечений. Сделаем мысленно разрез балки на расстоянии x от опоры А



Отбросим одну из частей (правую) и рассмотрим равновесие левой части. Взаимодействие частей балки заменим внутренними усилиями: М изгибающий и поперечная сила Q. Для определения $M_{изг.}$ и Q используем 2 уравнения равновесия:

1. $\Sigma y=0$ $\quad A_y - P_1 + Q = 0;\ Q = P_1 - A_y;\ Q = \Sigma (P_i)\ y$
2. $\Sigma M_0 = 0$ $\quad A_x - P_1 (x - a_1) + M = 0$

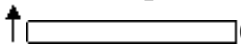
$M = P_1 (x - a_1) - A_x;\quad M = \Sigma\, m_0 (P_i)$

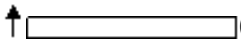
Таким образом, поперечная сила Q в поперечном сечении балки численно равна алгебраической сумме проекций на плоскость сечения всех внешних сил, действующих по одну сторону от сечения.

Изгибающий момент в поперечном сечении балки численно равен сумме моментов (вычисляют относительно ц.т. сечения) внешних сил, действующих по одну сторону от данного сечения.

Правило знаков для изгибающих моментов и поперечных сил

Поперечная сила Q в сечении балки *m – n* считается положительной, если она стремится повернуть балку по часовой стрелке относительно сечения; отрицательной – против часовой стрелки.


Q ⊕


Q Θ

$M_{изг.}$ считается положительным, если стремится изогнуть балку относительно сечения выпуклостью вниз; $M_{изг.}$ считается отрицательным, если стремится изогнуть балку относительно сечения выпуклостью вверх.

$M_{изг.}$ Θ $M_{изг.}$⊕

Эпюры поперечных сил, изгибающих моментов. Общий порядок построения.

1. Определяем опорные реакции и делаем проверку.
2. Разбиваем балку на участки. За границы участков нагружения принимаем сечения, где приложены внешние силовые факторы, а

также начало и конец распределенной нагрузки.

3. Применяя метод сечений, составим выражения для поперечных сил Q и изгибающих моментов $M_{изг}$.

4. По этим выражениям строим эпюры Q и $M_{изг}$., соблюдая правила знаков Q и $M_{изг}$.

5. На эпюре Q в месте приложения сосредоточенной нагрузки есть скачок равный этой силе, на эпюре $M_{изг}$ скачок равен моменту, приложенному в данном сечении.

I $\Sigma_X = 0$ $R_{XA} = 0$

$\Sigma_У = 0$ $R_{AУ} + R_{BУ} – 2P = 0$

$R_{AУ} + R_{BУ} = 2P$

$R_{AУ} = R_{BУ} = P$

Проверка:

$\Sigma M_A = 0$ $R_{BУ} \cdot 4a – P \cdot 3A – P_A = 0$ $0 = 0$

II 3 участка нагружения

III Метод сечений:

Первое сечение

$Q = R_A = P$ $M_{изг} = R_A X_1$; если X_1 - 0 →

Второе сечение

$M_{изг} = 0$; если $X_1 = a \rightarrow M_{изг} = P_a$

$Q = R_A - P = P – P = 0$

$M_{изг} = R_A \cdot (a + x_2) – PX_2 = PX_2 Pa – PX_2 = Pa$

Третье сечение

$Q = -R_B = - P$

$M_{изг} = R_B X_3 = PX_3$

Если $X_3 = 0 \rightarrow M_{изг} = 0$

Если $X_3 = a \rightarrow M_{изг} = Pa$

Деформации. Определение нормальных напряжений.

Допущения при изгибе.

1. При чистом изгибе справедлива гипотеза Бернулли.

2. Волокна бруса при деформации не надавливают друг на друга. Волокно на выпуклой стороне балки удлиняется (растягивается), на вогнутой – сжимается.

Слой балки, не испытывающий при изгибе ни растяжения, ни сжатия называется нейтральным слоем.

Линия пересечения нейтрального слоя с плоскостью поперечного сечения называется нейтральной осью.

Пересечение силовой плоскости с плоскостью поперечного сечения называется силовой линией.

При изгибе относительное удлинение волокна $E = y/\rho$,

Где y – расстояние от нейтральной оси до рассматриваемого волокна ρ – радиус кривизны нейтрального слоя

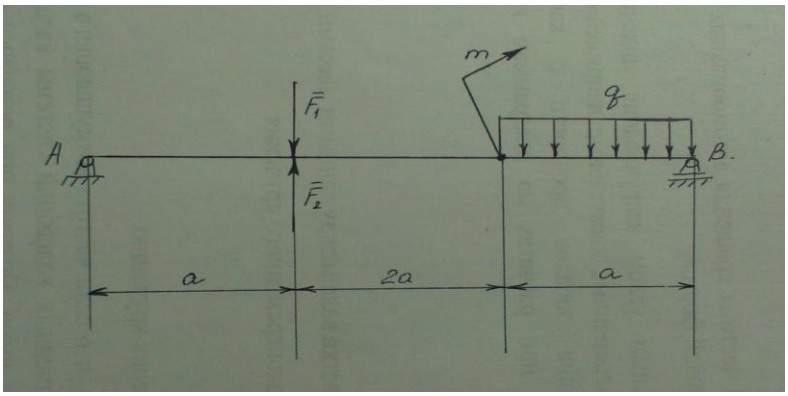
Закон Гука

$$\sigma = E \cdot = \frac{E \cdot У}{\rho}$$

Нормальные напряжения изменяются по высоте поперечного сечения балки пропорциональной оси до контура сечения (эпюра σ)

Описание работы

Дана двухконсольная балка, испытывающая заданную внешнюю нагрузку. Определить максимальный изгибающий момент, построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.



Дано:

Вариант 1: F_1=30кН F_2=20кН q=50кН/м m=10кН*м a=2м

Вариант 2: F_1=40кН F_2=30кН q=60кН/м m=20кН*м a=3м

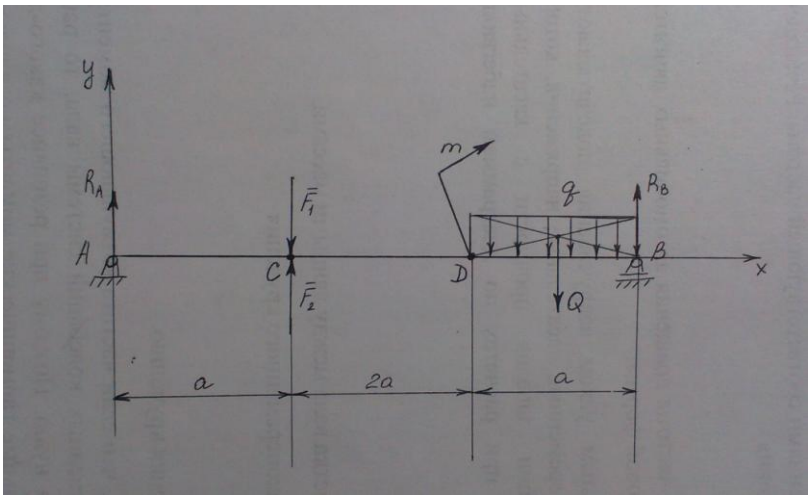
Вариант 3: F_1=50кН F_2=40кН q=70кН/м m=30кН*м a=4м

Вариант 4: F_1=60кН F_2=50кН q=80кН/м m=40кН*м a=5м

Вариант 5: F_1=70кН F_2=60кН q=90кН/м m=50кН*м a=6м

Ход работы.

1. Задать направление осей координат
2. Заменить связи их реакциями и найти значения этих реакций
3. Распределенную нагрузку заменить одной сосредоточенной силой



4. Определить поперечные силы в каждой характерной точке
5. Построить эпюру поперечных сил
6. Определить изгибающие моменты
7. Построить эпюру изгибающих моментов
8. Сделать вывод о том, какова координата вершины параболы, которая является координатой максимального изгибающего момента

Контрольные вопросы:

1. В поперечном сечении балки возникли изгибающий момент и поперечная сила. Указать вид изгиба.
2. Изменится ли величина и знак поперечной силы и изгибающего момента, если они будут вычислены по внешним силам, расположенным слева или справа от сечения?
3. Поперечные силы в сечениях на расстоянии z от концов балок выражены уравнениями: $Q_1 = -F$; $Q_2 = -F+qz$. Какими линиями очерчены эпюры поперечных сил?
4. Изгибающие моменты в сечениях на расстоянии z от концов балок выражены уравнениями: $M_{и1} = R_A*z$; $M_{и2} = M$. Какими линиями очерчены эпюры изгибающих моментов?

Лабораторная работа №7

«Определение кинематических и силовых параметров механической передачи»

Цель работы: определить передаточные отношения между входными и выходными звеньями каждой передачи в отдельности: угловую скорость, число оборотов, мощность и крутящий момент каждого вала.

Учебные наглядные пособия: раздаточный материал (карточки с заданиями)

Теоретическое обоснование

В каждой передаче различают два основных вала: входной и выходной, или ведущий и ведомый. Между этими валами в многоступенчатых передачах располагаются промежуточные валы.

Основные характеристики передач:

Мощность P_1 на входе и P_2 на выходе, Вт; мощность может быть выражена через окружную силу F_t (Н) и окружную скорость V (м/с) колеса, шкива, барабана и т.п.:

$P = F_t \cdot V$;

быстроходность, выражающаяся частотой вращения n_1 на входе и n_2 на выходе, мин$^{-1}$, или угловыми скоростями ω_1 и ω_2 , с$^{-1}$;

передаточное отношение – отношение угловой скорости ведущего звена к угловой скорости ведомого звена:

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

при $u > 1$, $n_1 > n_2$ – передача понижающая, или *редуктор*,

при $u < 1$, $n_1 < n_2$ – передача повышающая, или *мультипликатор*;

коэффициент полезного действия (КПД)

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}, \text{ или } \eta = \frac{1 - P_r}{P_1},$$

где P_r – мощность, потерянная в передаче.

Одноступенчатые передачи имеют следующие КПД: фрикционные – 0,85…0,9; ременные – 0,90…0,95; зубчатые – 0,95…0,99; червячные – 0,7…0,9; цепные – 0,92…0,95;

Моменты на валах. Моменты T_1 (Н·м) на ведущем и T_2 на ведомом валах определяют по мощности (кВт) и частоте вращения (об./мин) или угловой скорости (с$^{-1}$):

$$T_1 = \frac{9550 P_1}{n_1}, \quad T_2 = \frac{9550 P_2}{n_2} \quad \text{или} \quad T_1 = \frac{P_1}{\omega_1},$$

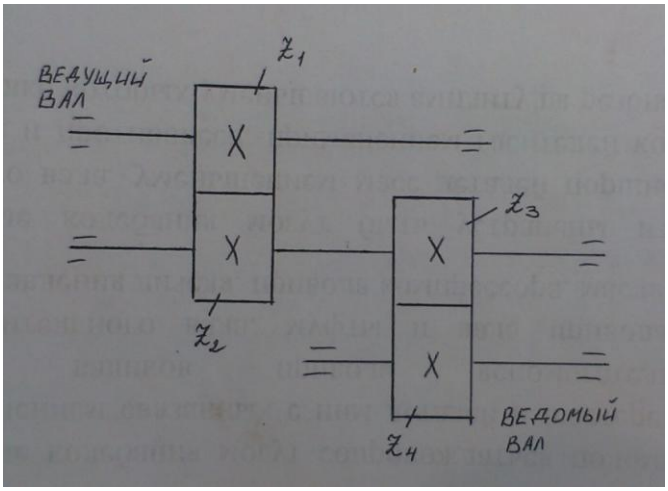
где $\omega_1 = \pi n_1 / 30$.

Связь между вращающими моментами на ведущем T_1 и ведомом T_2 валах выражается через передаточное отношение u и КПД η:

$T_2 = T_1 \eta u$.

Описание работы

Дана зубчатая цилиндрическая передача. Определить передаточные отношения между входными и выходными звеньями каждой передачи в отдельности: ω, n, P и T каждого вала.



Дано:

Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4	Вариант 5
z_1 =10	z_1 =80	z_1 =30	z_1 =50	z_1 =100
z_2 =200	z_2 =8	z_2 =60	z_2 =20	z_2 =110
z_3 =8	z_3 =200	z_3 =90	z_3 =100	z_3 =80
z_4 =64	z_4 =100	z_4 =120	z_4 =40	z_4 =60
$\eta_ц$ =0,97	$\eta_ц$ =0,97	$\eta_ц$ =0,97	$\eta_ц$ =0,97	$\eta_ц$ =0,97
$\eta_п$ =0,99	$\eta_п$ =0,99	$\eta_п$ =0,99	$\eta_п$ =0,99	$\eta_п$ =0,99
P = 20кВт	P = 50 кВт	P = 100 кВт	P = 60 кВт	P = 70 кВт
ω =50 $с^{-1}$	ω = 80 $с^{-1}$	ω = 60 $с^{-1}$	ω = 70 $с^{-1}$	ω = 70 $с^{-1}$

Ход работы:

1. Найти передаточное отношение каждой ступени в отдельности, а затем всей передачи в целом по формулам: $u_1=z_2/z_1$ $u_2=z_4/z_3$ $u=u_1*u_2$
2. Определить угловые скорости и частоты вращения валов по формулам: $\omega_2=\omega_1/u_1$; $n_1=30\omega_1/П$

3. Найти мощность на валах передаточного механизма по формуле: $P_2=P_1*\eta_1*\eta_п$
4. Найти вращающие моменты на валах передаточного механизма по формуле: $T=P*10^3/\omega$
5. Определить общий КПД передаточного механизма
6. Записать ответ

Контрольные вопросы:

1. Что такое передаточное отношение механизма?
2. Что такое прочность?
3. Назовите основные виды звеньев механизма
4. Как найти передаточное отношение многоступенчатой передачи?
5. Может ли у двух сопряженных зубчатых колес быть разное количество зубьев?

Лабораторная работа №8

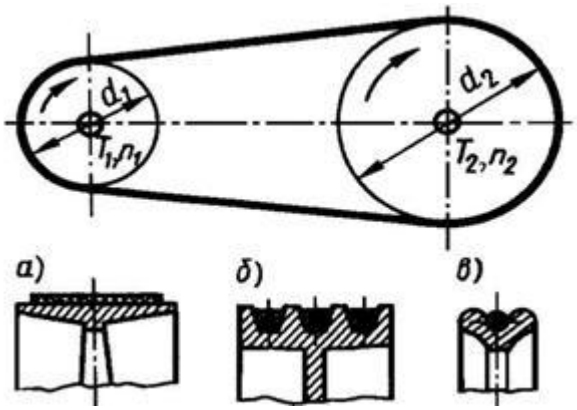
«Изучение конструкции, принципа работы и кинематики ременной передачи»

Цель работы: Определить, какова должна быть угловая скорость вала электродвигателя, приводящего в движение станок. Определить диаметр шкива, укрепленного на валу двигателя, угол его обхвата ремнем и геометрическую длину ремня.

Учебные наглядные пособия: раздаточный материал (карточки с заданиями)

Теоретическое обоснование

Ременная передача состоит из двух шкивов, закрепленных на валах, и охватывающего их ремня. Ремень надет на шкивы с определенным натяжением, обеспечивающим трение между ремнем и шкивами, достаточное для передачи мощности от ведущего шкива к ведомому.



В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают: плоскоременную, клиноременную и круглоременную (рисунок, а – в) передачи. Сравнивая ременную передачу с зубчатой можно отметить следующие преимущества:

– возможность передачи движения на значительное расстояние (до 15 м и более);

– плавность и бесшумность работы, обусловленные эластичностью ремня и позволяющие работать при высоких скоростях;

– способность выдерживать перегрузки (до 300 %) благодаря увеличению скольжения ремня;

– невысокая стоимость;

– простота обслуживания и ремонта.

Основными недостатками ременной передачи являются:

– непостоянство передаточного отношения из-за скольжения ремня на шкивах;

– значительные габаритные размеры при больших мощностях (для одинаковых условий диаметры шкивов примерно в 5 раз больше диаметров зубчатых колес);

– большое давление на шкивы в результате натяжения ремня;

– низкая долговечность ремней (от 1000 до 5000 ч).

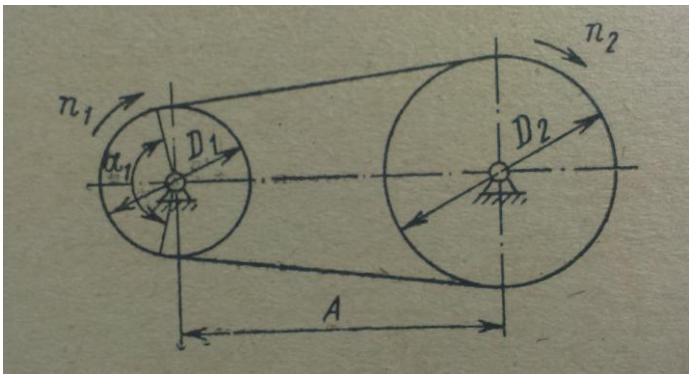
Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях. Мощность современных передач не превышает 50 кВт.

В многоступенчатых приводах ременную передачу применяют обычно в качестве быстроходной ступени, устанавливая ведущий шкив на валу двигателя. В таком случае габариты и масса передачи будут наименьшими.

Критерии работоспособности и расчета. Опыт эксплуатации передач в различных машинах и механизмах показал, что работоспособность передач ограничивается преимущественно тяговой способностью, определяемой силой трения между ремнем и шкивом, долговечностью ремня, которая в условиях нормальной эксплуатации ограничивается разрушением ремня от усталости.

Описание работы

С помощью открытой ременной передачи приводится в движение станок, на валу которого укреплен шкив. Определить, какова должна быть угловая скорость вала электродвигателя, приводящего в движение станок. Определить диаметр шкива, укрепленного на валу двигателя, угол его обхвата ремнем и геометрическую длину ремня.



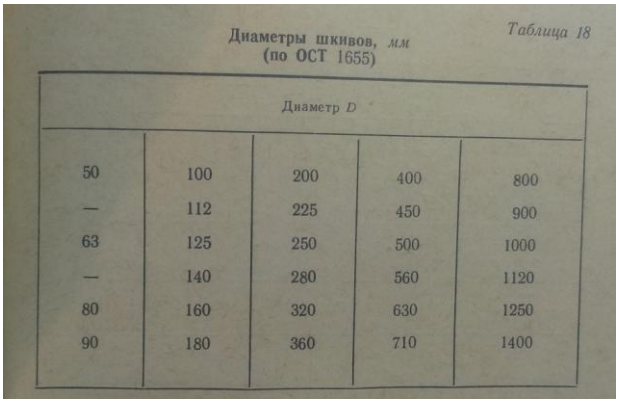


Таблица 18

Диаметры шкивов, мм (по ОСТ 1655)

Диаметр D				
50	100	200	400	800
—	112	225	450	900
63	125	250	500	1000
—	140	280	560	1120
80	160	320	630	1250
90	180	360	710	1400

Дано:

Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4	Вариант 5	Вариант 6
D_2=360 мм n_2=320 об/мин i=3 A=1200 мм	D_2=320 мм n_2=220 об/мин i=4 A=1400 мм	D_2=300 мм n_2=300 об/мин i=3 A=1300 мм	D_2=250 мм n_2=300 об/мин i=4 A=1500 мм	D_2=310 мм n_2=280 об/мин i=6 A=1200 мм	D_2=400 мм n_2=220 об/мин i=4 A=1400 мм

Найти:

n_1 - ? D_1 - ? α_1 - ? L - ?

Ход работы

1. Найти частоту вращения ведущего вала по формуле $n_1=n_2*i$

2. Найти диаметр ведущего шкива по формуле $D_1=D_2/i$
3. Воспользоваться таблицей диаметров шкивов и сравнить полученное значение. Если есть расхождения – принять табличное значение, близкое к найденному
4. Определить угол обхвата ремнем ведущего шкива по формуле $\alpha_1 = 180°-57°*(D_2-D_1/A)$
5. Определить длину ремня по формуле $L=2A+\Pi/2*(D_2+D_1)+(D_2-D_1)^2/4A$
6. Записать ответ

Контрольные вопросы.

1. В чем заключается основное достоинство ременных передач?
2. Можно ли определить длину ремня, если известны диаметры ведущего и ведомого шкивов?
3. Что такое проскальзывание?
4. Где используются ременные передачи?
5. Всегда ли в ременных передачах присутствует проскальзывание ремня?

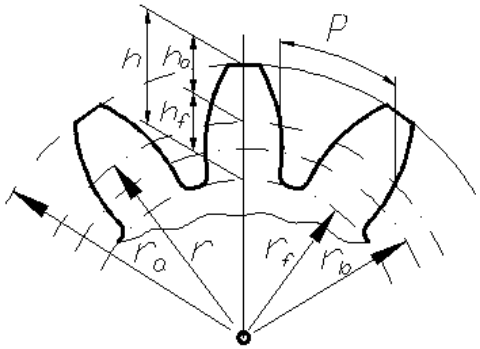
Лабораторная работа №9:

«Определение параметров зубчатого зацепления»

Цель работы: Определить неизвестные параметры зубчатых зацеплений.

Учебные наглядные пособия: раздаточный материал (карточки с заданиями)

Теоретическое обоснование



Основными параметрами зубчатого колеса являются:

z – число зубьев;

r_a – радиус (диаметр) окружности выступов;

r_f – радиус (диаметр) окружности впадин;

r_b - радиус (диаметр) основной окружности;

r - радиус (диаметр) делительной окружности, т. е. окружности, которая является начальной в станочном зацеплении колеса с режущим инструментом;

p – шаг по делительной окружности;

h – высота зуба, равная $h=h_a+h_f$, где:

h_a – высота головки зуба;

h_f – высота ножки зуба;

m – модуль зацепления, определяемый из условия:

$2\pi r = zp$, т. е. $\frac{2r}{z} = \frac{p}{\pi} = m$ (измеряется в мм).

Величина *m* стандартизирована, а делительная окружность является окружностью стандартного модуля.

Обычно размеры зубчатого колеса и зубьев выражаются через *m*.

Так, например: $h_a = h_a^* \cdot m$, где h_a^* - коэффициент высоты головки зуба;

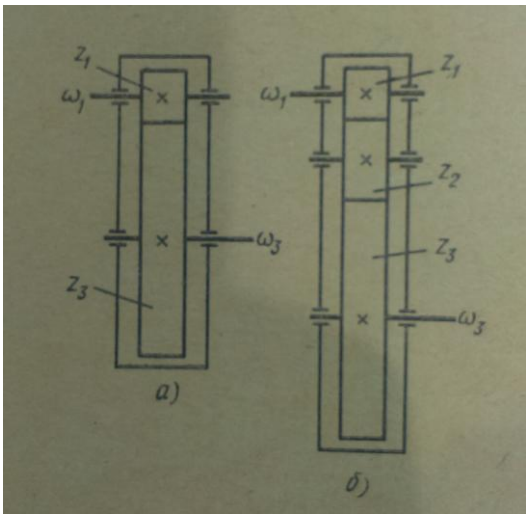
$h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m$, где c^* - коэффициент радиального зазора;

$r = 0{,}5 \cdot m \cdot z$; $p = \pi \cdot m$; $r_b = r \cdot \cos\alpha = 0{,}5 \cdot m \cdot z \cdot \cos\alpha$, где α – угол исходного контура режущего инструмента.

Описание работы

Задача №1

Для двух зубчатых передач, показанных на рисунках, определить передаточное число и угловую скорость ведомого вала. Какое влияние оказывает промежуточное зубчатое колесо Z_2 на величину передаточного числа и на направление вращения ведомого вала?

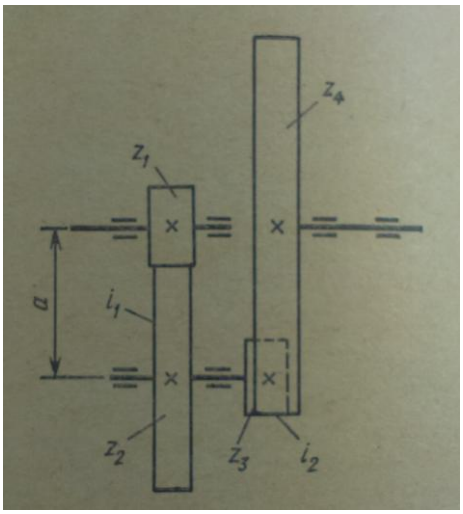


Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4	Вариант 5
$Z_1 = 20$	$Z_1 = 25$	$Z_1 = 25$	$Z_1 = 30$	$Z_1 = 40$
$Z_2 = 25$	$Z_2 = 30$	$Z_2 = 35$	$Z_2 = 40$	$Z_2 = 80$
$Z_3 = 85$	$Z_3 = 90$	$Z_3 = 100$	$Z_3 = 90$	$Z_3 = 120$
$\omega_1 = 56{,}5$ рад/с	$\omega_1 = 36$ рад/с	$\omega_1 = 64$ рад/с	$\omega_1 = 75$ рад/с	$\omega_1 = 60$ рад/с

Найти: i-? ω_3-?

Задача №2

Цилиндрическая зубчатая передача состоит из двух колес внешнего и двух колес внутреннего зацепления. По известным параметрам определить передаточные числа отдельных ступеней передачи и числа зубьев зубчатых колес.

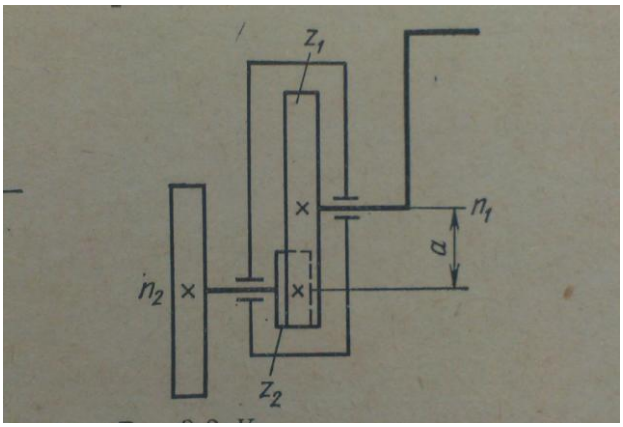


Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4	Вариант 5
a = 150 мм	a = 120 мм	a = 140 мм	a = 200 мм	a = 100 мм
$i_{общ}$ = 20	$i_{общ}$ = 30	$i_{общ}$ = 40	$i_{общ}$ = 50	$i_{общ}$ = 60
m = 2,5 мм	m = 3 мм	m = 6 мм	m = 4,5 мм	m = 5 мм
i_2 = 5	i_2 = 6	i_2 = 8	i_2 = 5	i_2 = 6

Найти: i_1-? z_1-? z_2-? z_3-? z_4-?

Задача №3

Шлифовальный круг ручного точила приводится во вращение от рукоятки через прямозубую цилиндрическую передачу с внутренним зацеплением. Установить основные размеры передачи, передаточное число и угловую скорость вала шлифовального камня, если известны некоторые параметры передачи.



Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Вариант 4	Вариант 5
Z_1= 96	Z_1= 100	Z_1= 98	Z_1= 102	Z_1= 94
Z_2 = 16	Z_2 = 20	Z_2 = 18	Z_2 = 22	Z_2 = 14
m = 1,5 мм	m = 2 мм	m = 1,7 мм	m = 2,2 мм	m = 1,4 мм

ω_1 = 4,2 рад/с	ω_1 = 5,5 рад/с	ω_1 = 5,2 рад/с	ω_1 = 6 рад/с	ω_1 = 4 рад/с

Найти: a, d_1, d_2, d_{a1}, d_{a2}, i, ω_2

Ход работы

1. Найти общее передаточное отношение и угловую скорость ведомого вала.
2. Найти общее передаточное отношение путем перемножения передаточных отношений каждой ступени
3. Определить количество зубьев каждого колеса
3. Найти общее передаточное отношение

Контрольные вопросы:

1. Всегда ли делительная окружность зубчатого колеса совпадает с начальной окружностью?
2. Что такое дуга зацепления?
3. Какие индексы приписываются параметрам основной окружности, делительной окружности, окружности вершин и окружности впадин?
4. Чему равно общее передаточное отношение многоступенчатой передачи?
5. Что такое модуль зубьев?

Лабораторная работа №10

«Изучение конструкции и принципа действия червячных редукторов»

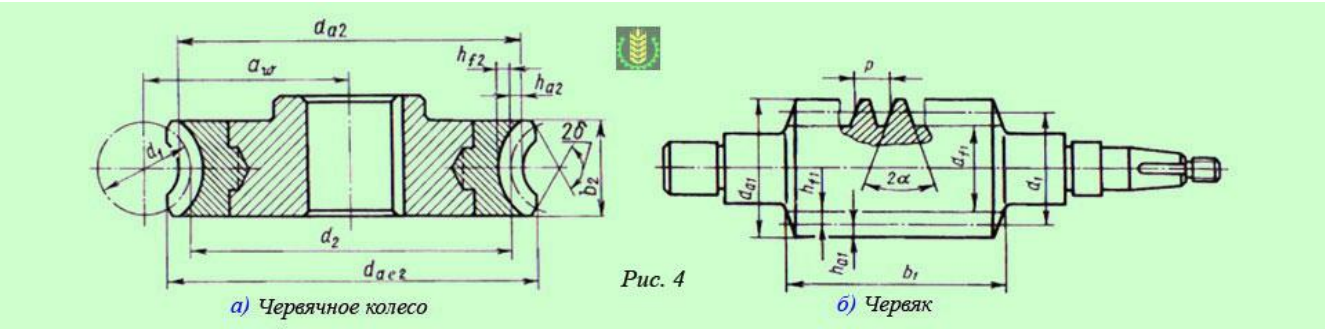
Цель работы: определить параметры червячной передачи.

Учебные наглядные пособия: макет червячной передачи, раздаточный материал (карточки с заданиями)

Теоретическое обоснование

Геометрия червячной передачи

Геометрические размеры червяка и колеса определяют по формулам, аналогичным формулам для зубчатых колес. В червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка m, равный торцовому модулю червячного колеса. Значения осевого модуля червяка (в мм) выбирают из ряда: ...4; 5; 6,3; 8....



Основными геометрическими размерами червяка являются :

делительный диаметр, т.е. диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка равна ширине впадины: $d_1 = m\,q$,

где: q – число модулей в делительном диаметре червяка или коэффициент диаметра червяка. С целью сокращения номенклатуры зуборезного инструмента значения q стандартизованы: 8; 10; 12,5; 16; 20...

расчетный шаг червяка: $P = \pi\, m$,

ход витка: $P_h = P\, z_1$,

где: z_1 – число витков червяка: 1, 2 или 4 (z_1= 3 стандартом не предусмотрено);

угол профиля α: для эвольвентных, архимедовых и конволютных червяков α = 20°;
для червяков, образованных тором, α = 22°;

диаметр вершин витков: $d\alpha_1 = d_1 + 2m$,

диаметр впадин витков: $d_{f1} = d_1 – 2,4m$,

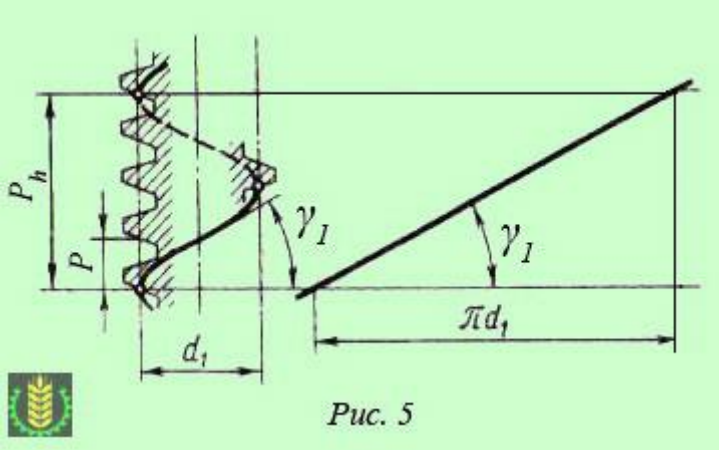


Рис. 5

делительный угол подъема линии витка: $tg\ \gamma_1 = P_h/(\pi\ d_1) = \pi\ m\ z_1/(\pi\ m\ q) = z_1/q$,

длина нарезанной части – b_1.

Для червяка в передаче со смещением дополнительно вычисляют:

диаметр начального цилиндра (начальный диаметр): $d_{w1} = m/(q + 2x)$,

где x – коэффициент смещения.

угол подъема линии витка на начальном цилиндре: $tg\ \gamma_1 = z_1/(q + 2x)$,

где x – коэффициент смещения.

Выбор числа заходов червяка.

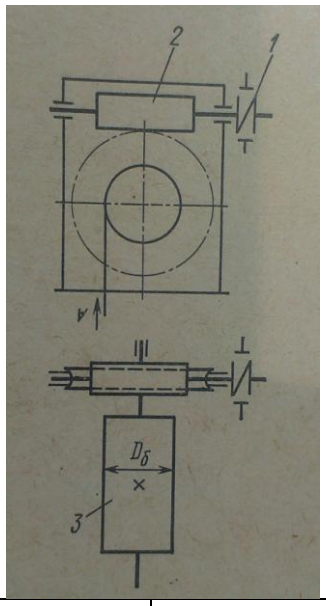
Число заходов червяка z_1 выбирают в зависимости от передаточного числа u

u	8…14	Св. 14…30	Св. 30
z_1	4	2	1

Описание работы

Задача №1

На рисунке показана кинематическая схема лебедки. Определить передаточное число червячного редуктора, установить число заходов червяка и число зубьев червячного колеса, если известна скорость наматывания каната, диаметр барабана и угловая скорость вала электродвигателя.



1 – муфта упругая с тормозом
2 – червячный редуктор
3 – барабан

Вариант	1	2	3	4	5
υ_2 (м/с)	0,33	0,43	0,53	0,63	0,73
$D_б$ (м)	0,385	0,400	0,415	0,430	0,445
ω_1 (рад/с)	74,2	76,2	78,2	80,2	82,2

Найти: i, Z_1, Z_2

Задача №2

Червячная передача должна иметь определенное передаточное число. Какое надо назначить число заходов Z_1 червяка и число зубьев Z_2 червячного колеса?

Вариант	1	2	3	4	5
i	12	14	16	18	20

Задача №3

Определить расчетный модуль цилиндрического архимедового червяка, если известны диаметр вершин витков и коэффициент диаметра червяка.

Вариант	1	2	3	4	5
d_a (мм)	77	87	97	107	117
q	12	14	16	18	20

Найти: m

Ход работы

Задача №1

1. Вычислить ω_2 по формуле: $\upsilon_2=d_2\omega_2/2$
2. Вычислить i по формуле: $i=\omega_1/\omega_2$

3. Выбрать из таблицы значение Z_1

u	8…14	Св. 14…30	Св. 30
z_1	4	2	1

4.Вычислить Z_2 по формуле: $Z_2=i*Z_1$

5. Записать ответ

Задача №2

1. Выбрать из таблицы значение Z_1

u	8…14	Св. 14…30	Св. 30
z_1	4	2	1

2. Вычислить Z_2 по формуле: $Z_2 = i*Z_1$

3. Записать ответ

Задача №3

1. Определить модуль, выразив его из формул: $d_{a1}=d_1+2m$ $d_{a1}=qm+2m$ => $d_1+2m = qm+2m$
2. Записать ответ

Контрольные вопросы:

1. Какая передача называется червячной? Из чего она состоит?
2. Как определить передаточное число червячной передачи?
3. Чем отличается однозаходный червяк от многозаходного?
4. Как найти расстояние между осями валов червяка и колеса?

Список литературы

1. «Основы технической механики» Мовнин М. С., Израелит А. Г., Рубашкин А. Г.; под ред. П. И. Бегуна – 5-е изд. Перераб. И доп. – СПб.: Политехника, 2011
2. «Детали машин» Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков – 8-е изд., 2008 г.
3. «Детали машин» А. А. Эрдеди, Н. А. Эрдеди 2-е изд., 2001 г.
4. «Сборник задач по технической механике» В. В. Багреев, А. И. Винокуров, В. А. Киселев, Б. Б. Панич, Г. М. Ицкович 1968 г.
5. «Лабораторно-практические работы по технической механике» А. Г, Рубашкин, Д. В. Чернилевский 1975 г.
6. « Сборник задач и примеров расчета по курсу деталей машин». Г. М. Ицкович, С. А. Чернавский, В. А. Киселев, К. Н. Боков, М. А. Бонч-Осмоловский 1975г.