

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Шебзухова Татьяна Александровна
Должность: Директор Пятигорского института (филиал) Северо-Кавказского
федерального университета
Дата подписания: 13.06.2024 16:28:09
Уникальный программный ключ:
d74ce93cd40e39275c3ba2f58486412a1c8ef96f

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«Северо-Кавказский федеральный университет»
Пятигорский институт (филиал) СКФУ
Колледж Пятигорского института (филиал) СКФУ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ
по дисциплине ОП.02 ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

Специальность 23.02.07 Техническое обслуживание и ремонт двигателей,
систем и агрегатов автомобилей

2024 г.

Методические указания для практических работ по дисциплине ОП 02 Техническая механика составлены в соответствии с требованиями ФГОС СПО к подготовке выпуска для получения квалификации. Предназначены для студентов, обучающихся по специальности 23.02.07 Техническое обслуживание и ремонт двигателей, систем и агрегатов автомобилей

Пояснительная записка

Методические указания для выполнения практических работ по учебной дисциплине ОП.02 Техническая механика разработано для студентов 2 курса специальности 23.02.07 Техническое обслуживание и ремонт двигателей, систем и агрегатов автомобилей. Методические указания адресованы студентам очной формы обучения.

Практические занятия проводятся с целью закрепления и более тщательной проработки лекционного материала по основным разделам дисциплины «Техническая механика».

В результате выполнения практических работ, предусмотренных программой по данной специальности, студент должен знать:

- виды машин и механизмов, принцип действия, кинематические и динамические характеристики;
- типы кинематических пар;
- типы соединений деталей и машин;
- основные сборочные единицы и детали;
- характер соединения деталей и сборочных единиц;
- принцип взаимозаменяемости;
- виды движений и преобразующие движения механизмы;
- виды передач; их устройство, назначение, преимущества и недостатки, условные обозначения на схемах;
- передаточное отношение и число;
- методику расчета элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость при различных видах деформации

уметь:

- читать кинематические схемы;
- проводить расчет и проектировать детали и сборочные единицы общего назначения;
- проводить сборочно-разборочные работы в соответствии с характером соединений деталей и сборочных единиц;
- определять напряжения в конструктивных элементах;
- производить расчеты элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость;
- определять передаточное отношение.

2. ТРЕБОВАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ И ОФОРМЛЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ.

1. Студент должен прийти на практическое занятие подготовленным к выполнению работы. Студент, не подготовленный к работе, не может быть допущен к ее выполнению.

2. Каждый студент после проведения работы должен представить отчет о проделанной работе с анализом полученных результатов и выводом по работе.

3. Отчет о проделанной работе следует выполнять в журнале практических работ, выполненном на листах формата А4 с одной стороны листа.

Содержание отчета указано в описании практической работы.

4. Таблицы и рисунки следует выполнять с помощью чертежных инструментов (линейки, циркуля, и т.д.) карандашом с соблюдением ЕСКД.

5. В заголовках граф таблиц обязательно приводить буквенные обозначения величин в соответствии с ЕСКД.

6. Расчет следует проводить с точностью до двух значащих цифр.

7. Исправления выполняются на обратной стороне листа отчета. При мелких исправлениях неправильное слово (буква, число и т.п.) аккуратно зачеркивают и над ним пишут правильное пропущенное слово (буква, число).

8. Вспомогательные расчеты можно выполнять на отдельных листках, а при необходимости на листах отчета.

9. Если студент не выполнил практическую работу или часть работы, то он может выполнить работу или оставшуюся часть во внеурочное время, согласованное с преподавателем.

10. Оценку по практической работе студент получает, с учетом срока выполнения работы, если:

- расчеты выполнены правильно и полным объемом;
- сделан анализ проделанной работы и вывод по результатам работы;
- студент может пояснить выполнение любого этапа работы;
- отчет выполнен в соответствии с требованиями к выполнению работы.

Зачет по практическим работам студент получает при условии выполнения всех предусмотренных программой работ после сдачи отчетов по работам при удовлетворительных оценках за опросы и контрольные вопросы во время практических занятий.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАДАНИЙ.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 1

ТЕМА: Плоская система сил

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: Определение равнодействующей силы (F_{Σ}) для плоской системы сходящихся сил (ПССС)

Цель работы:

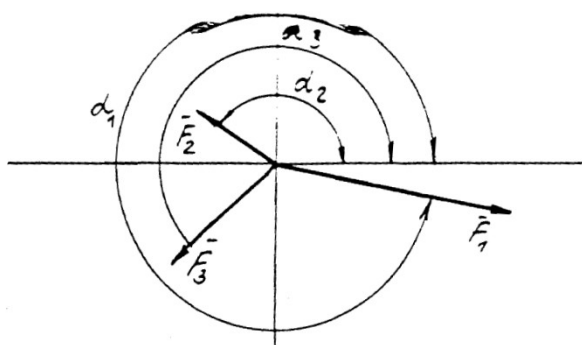
1. Закрепить теоретические знания по сложению двух сил графическим и аналитическим способами.
2. Приобрести практические навыки определения равнодействующей силы, для системы сходящихся сил.

3. Отработать первичные практические навыки по определению равнодействующей силы для системы сходящихся сил графическим и аналитическим способами.
4. Углубить, систематизировать, обобщить теоретические знания по теме.
5. Делать вывод о равновесии ПССС.

Задание:

Определить равнодействующую плоской системы сходящихся сил аналитическим и геометрическим способами.

Варианты задания сил, линия действия которых пересекаются в одной точке.



№ п/п	Заданные силы, Н			Углы между силой и осью Х, град		
	F_1	F_2	F_3	α_1	α_2	α_3
1.	4	8	2	45	135	315
2.	1	6	9	60	110	225
3.	3	4	6	110	20	310
4.	9	1	4	20	210	90
5.	8	7	9	60	120	300
6.	4	3	6	45	90	180
7.	2	1	9	150	240	270
8.	3	4	5	60	300	90
9.	1	7	3	120	60	20
10.	7	8	9	150	45	330

ХОД РАБОТЫ

1. Построить, согласно выданного задания ПССС.
2. Определить графическим путем равнодействующую силу.
3. Определить аналитическим путем равнодействующую силу.

4. Найти процент расхождения результатов (отклонение результатов не должно превышать 5%).
5. Сделать вывод о равновесии системы заданных сил.
6. Решить задачу на равновесие плоской сходящейся системы, состоящей из четырёх сил.
7. Оформить отчёт.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика»

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор.
- Чертежные принадлежности.
- Индивидуальное задание.

ЛИТЕРАТУРА:

1. А.А. Эрдеди «Теоретическая механика. Сопротивление материалов» 2010 г. §2.1-2.5
2. В.П. Олофинская «Техническая механика» стр. 130-137.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 2

ТЕМА: Балочные системы.

Расчет схемы балок и определение реакций опор.

Цель работы:

1. Закрепить теоретические знания о видах нагрузок, опор и возникающих реакциях в опорах.
2. Приобрести практические навыки по определению реакций в опорах, при использовании трёх форм уравнений равновесий в опорах балочных систем.
3. Отработать первичные практические навыки по определению реакций в опорах балочных систем.
4. Углубить теоретические знания по теме.
5. Уметь выполнять проверку правильности решения.

Задание. Определить величины реакций для балок с шарнирными опорами. Провести проверку правильности решения.

ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ

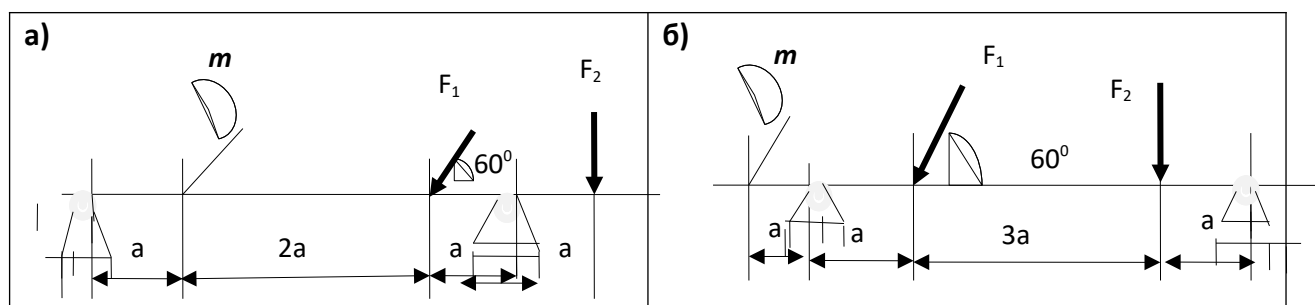


Таблица №2

Вариант	Параметры			
	F_1 , кН	F_2 , кН	m , кН·м	a , м
1	10	5	14	0,3
2	12	5,5	13	0,3
3	14	6	12	0,3

ХОД РАБОТЫ

1. Определить виды опор и возникающие реакции, согласно выданного задания.
2. Определить форму системы уравнений равновесия для решения заданной задачи.
3. Используя выбранную форму системы уравнений равновесия определить реакции в опорах.
4. Сделать проверку правильности решения.
5. Решить две задачи с применением двух видов опор.
6. Оформить отчет.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика»

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор.
- Чертежные принадлежности.
- Индивидуальное задание.

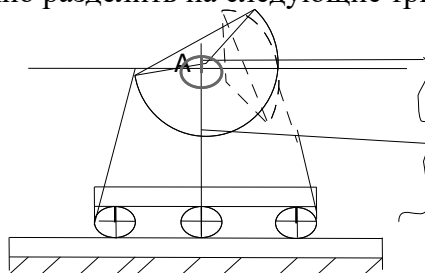
ЛИТЕРАТУРА:

1. А.А. Эрдеди «Теоретическая механика. Сопротивление материалов» 2007 г. §5.2-5.5
2. В.П. Олофинская «Техническая механика» стр. 137-146.

Теоретическое обоснование:

Балки встречаются во многих машинах и сооружениях и служат для восприятия сил, направленных перпендикулярно их продольной оси. Балки имеют специальные опорные устройства для сопряжения их с другими элементами конструкции и передачи на них усилий. Опоры балок можно разделить на следующие три типа:

Подвижная опора

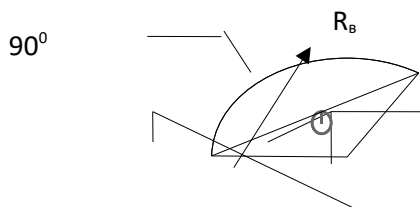


Соединения стержня с подвижной опорой допускают поворот стержня вокруг оси шарнира и линейное перемещение параллельно опорной плоскости. Центром шарнира, т.А, является точкой приложения опорной реакции. Направление ее - перпендикуляр к опорной поверхности (трением касков об опорную поверхность пренебрегают).

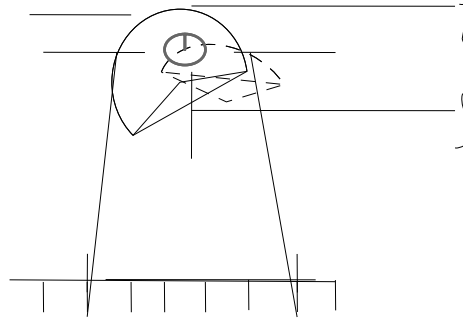
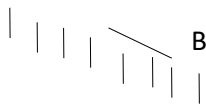
Обозначают опорную реакцию

Схематически подвижная опора изображается согласно ЕСКД ГОСТ 2. 770-68 «Обозначения условные графические в схемах».

Необходимо иметь в виду, что опорная опора может быть не параллельна оси



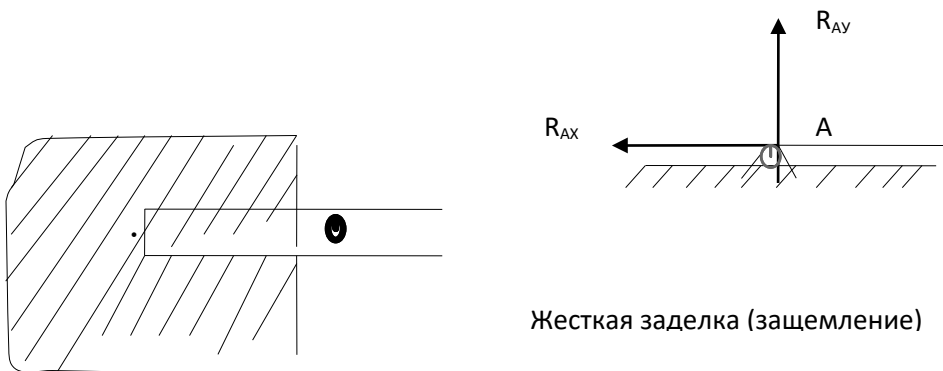
Реакция опоры в этом случае с осью балки не образует прямой угол.



Соединения стержня с неподвижной опорой допускает только поворот стержня вокруг оси шарнира.

В этом случае известна только точка приложения опорной реакции – центр шарнира, направление реакции неизвестно, так как оно зависит от нагрузки, приложенной к балке. Поэтому вместо полной реакции неподвижной опоры находят ее составляющие, действующие вдоль взаимно-перпендикулярных осей X и Y . Они обозначаются в соответствии.

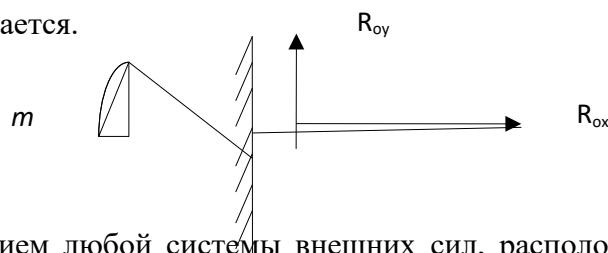
Схематическое изображение неподвижной опоры.



Жесткая заделка (зашемление)

Эта опора не допускает ни линейных перемещений, ни поворота сечений закрепленного конца балки. Неизвестными для жесткой заделки являются не только направление реакций, но и точки их приложения, поэтому для определения опорной реакции следует найти две взаимно перпендикулярные составляющие R_{ox} и R_{oy} , и реактивный момент M_o относительно центра тяжести опорного сечения балки.

Жесткое защемление изображается.

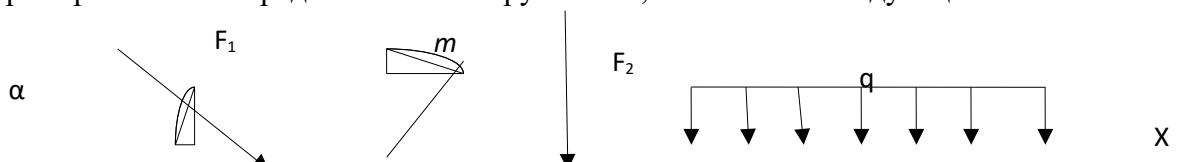


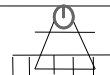
Равновесие балки под действием любой системы внешних сил, расположенных в одной плоскости, может быть обеспечено одной жесткой заделкой двумя опорами: подвижной и неподвижной.

Если балка, нагруженная сосредоточенными силами F_1 , F_2 , равномерно распределенной силой интенсивностью q и парой сил, момент которой равен m , то реакции опор балки определяется с помощью трех уравнений равновесия: $\sum m_{iA} = 0$; $\sum m_{iB} = 0$; $\sum F_{ix} = 0$.

Приведенная здесь форма уравнений равновесия представляет собой равенство нулю алгебраических сумм моментов относительно двух точек A и B - центров шарниров опор балок и равенство нулю алгебраической суммы проекций на ось X . Ось X совпадает с продольной осью балки.

Примером балки с предложенным нагружением, показана на следующей схеме.





В

При определении реакций жесткой заделки целесообразно применить следующие уравнения.

$$\Sigma F_{ix} = 0; \Sigma F_{iy} = 0; \Sigma m_{io} = 0.$$

т.е. равенство нулю проекций всех сил на оси X и Y и равенство нулю суммы моментов всех сил относительно точки O .

После определения значений реакций опор необходимо убедиться в правильности результатов. Для этого необходимо в первом и во втором случаях составить уравнения.

Для балки, находящейся на шарнирных опорах это уравнение имеет вид $\Sigma F_{iy} = 0$ т.е. сумма проекций всех сил, действующих на балку, в том числе учитываются и опорные реакции, на ось Y , равна нулю. Для балки, жестко закрепленной, уравнение составляют следующее $\Sigma m_{iA} = 0$ т.е. сумма моментов всех сил, действующих на балку, относительно любой, произвольно выбранной точки A , равна нулю.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 3

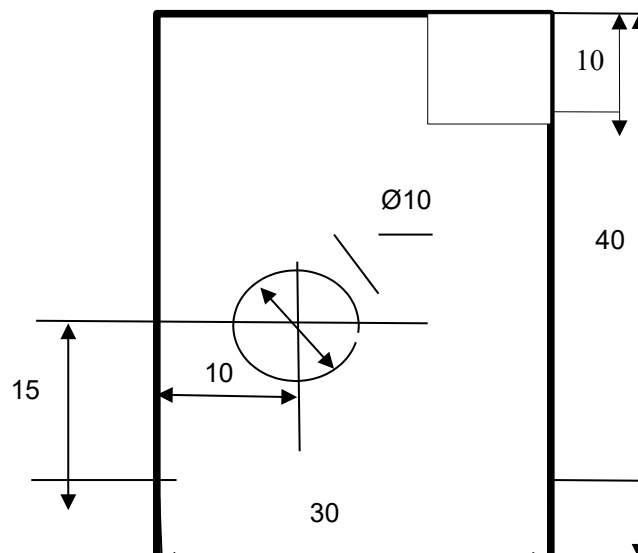
ТЕМА: Центр тяжести.

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: Определение положения центра тяжести сложных плоских фигур.

Цель работы:

1. Закрепить теоретические знания по определению центра тяжести простейших сечений (прямоугольника, круга, полукруга, треугольника).
2. Приобрести практические навыки по определению положения центра тяжести для простейших сечений (прямоугольника, круга, полукруга, треугольника).
3. Отработать первичные практические навыки по определению центра тяжести плоских, сложных сечений.
4. Углубить, систематизировать, обобщить теоретические знания по теме.

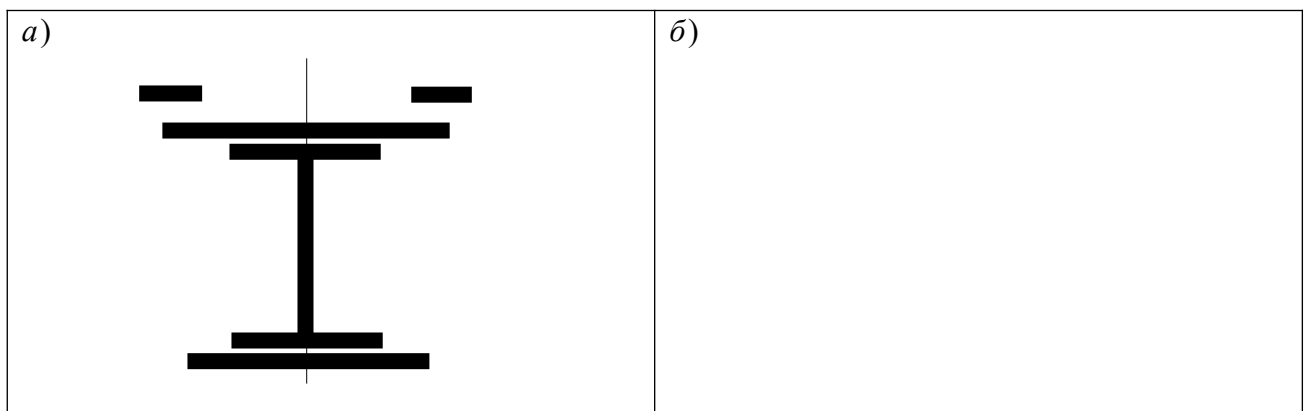
Задание.1. Определить положение центра тяжести сложной фигуры аналитическим путем.



Задание.2 Для заданных плоских симметричных сечений, составленных из профилей стандартного проката определить:

- 1) Положение центра тяжести

Данные своего варианта взять из таблицы к ПЗ №3



Схемы к задаче ПЗ № 2

Таблица ПЗ №3

№ двугавра	30	20	18	22	27	№ швеллера	Полоса, h×b, мм
№ варианта и данные к задаче	01	02	03	04	05	12	140×10
	06	07	08	09	10	14	150×12
	11	12	13	14	15	20	160×12
	16	17	18	19	20	22	160×10
	21	22	23	24	25	24	150×10
	26	27	28	29	30	30	300×16
	31	32	33	34	35	16	420×20

Обратите внимание, что, все геометрические параметры швеллера даны в ГОСТ при вертикальном положении его стенки. При повороте швеллера на угол 90^0 , все его геометрические параметры заданные относительно оси X меняются на параметры заданные относительно оси Y .

ХОД РАБОТЫ

1. Сделать чертёж (эскиз), согласно выданного задания, плоского сложного сечения.
2. Разбить заданное сечение на простейшие сечения (прямоугольник, круг, полукруг, треугольник)
3. Определить центры тяжести простейших сечений.
 - а) выписать из таблиц ГОСТа для каждого стандартного профиля необходимые справочные данные (h ; b ; d ; A ; для швеллера z_0) или определить площадь простого сечения;
 - б) определить координаты центров тяжести простых сечений относительно выбранных осей координат;
 - в) определить статические моменты площади простых сечений;
4. Определить центр тяжести сложного сечения.
5. Показать, согласно определенных координат, центр тяжести сложного плоского сечения на чертеже (эскизе).
6. Оформить отчёт.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика».

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор.
- Чертежные принадлежности.
- Индивидуальное задание.

ЛИТЕРАТУРА:

1. А.А. Эрдеди «Теоретическая механика. Сопротивление материалов» 2007 г. §8.2-8.4
2. В.П. Олофинская «Техническая механика» стр. 146-151.

Теоретическое обоснование:

Центр тяжести – это геометрическая точка, которая может быть расположена и вне тела (например диск с отверстием, полый шар и т.п.). Большое практическое значение имеет определение центра тяжести тонких плоских однородных пластин. Их толщиной обычно можно пренебречь и считать, что центр тяжести расположен в плоскости. Если координатную плоскость ХОУ совместить с плоскостью фигуры, то положение центра тяжести определяется двумя координатами:

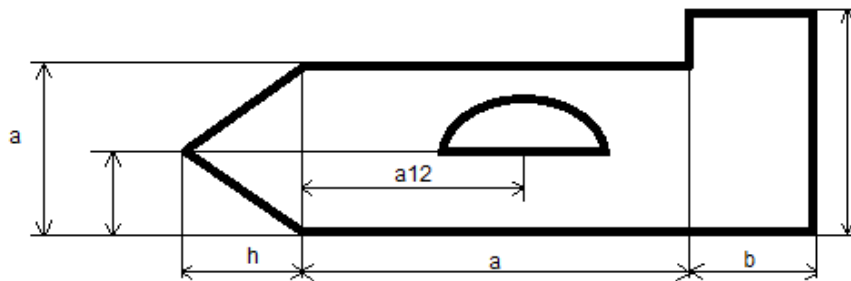
$$X_c = \frac{\sum A_i X_i}{\sum A_i} = \frac{A_1 X_1 + A_2 X_2 + \dots + A_n X_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n}$$

$$Y_c = \frac{\sum A_i Y_i}{\sum A_i} = \frac{A_1 Y_1 + A_2 Y_2 + \dots + A_n Y_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n}$$

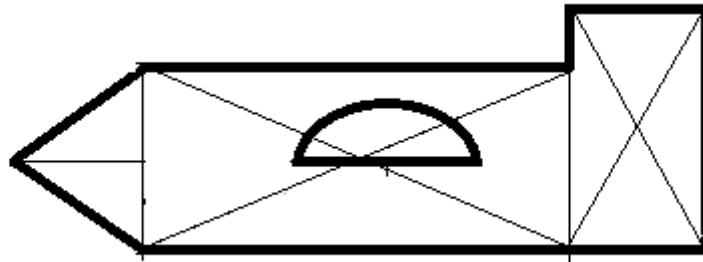
Где A_i – площадь части фигуры, мм²

X_i, Y_i – координаты центра тяжести частей фигуры, мм.

Сложную плоскую фигуру



Можно рассмотреть как совокупность простых фигур как треугольника двух прямоугольников и полукруга. Причём полукруг вырезается. Проведя систему координат ХОУ, для каждой простой фигуры определяем координаты центра тяжести.



$$C_1 = \left(\frac{2}{3}h; \frac{a}{2} \right);$$

$$C_2 = \left(h + \frac{a}{2}; \frac{a}{2} \right);$$

$$C_3 = \left(h + a + \frac{b}{2}; \frac{H}{2} \right);$$

$$C_4 = \left(h + \frac{a}{2}; \frac{a}{2} + \frac{4R}{3} \right);$$

Площади этих фигур плоских соответственно определяются по формулам треугольника:

$$A_1 = a h$$

первого прямоугольника $A_2 = a^2$

второго прямоугольника $A_3 = b \cdot H$

полукруга

$$A_4 = (\pi r^2)/2$$

Площадь полукруга берётся со знаком минус, т.к. эта плоская фигура вырезается (удаляется) из общей площади плоской фигуры т.е. это площадь отверстия.

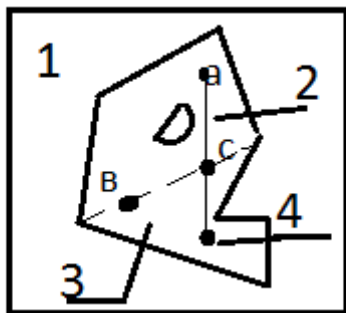
Координаты центра тяжести вычисляются по приведённым выше формулам.

Задание 1: Определить положение центра тяжести фигуры (макеты фигур выдаются преподавателем индивидуально).

Установка для испытания.

Установка для опытного определения координат центра тяжести способом подвешивания состоит из вертикальной стойки (1) к которой прикреплен игла (2). Плоская фигура (3) изготовлена из картона, жести или другого материала, в котором легко проколоть отверстие.

Отверстия А и В прокалываются в произвольно расположенных точках (лучше наиболее удалённом расстоянии друг от друга). Плоская фигура подвешивается на иглу сначала в точке А, а потом в точке В. С помощью отвеса (4), закреплённого на той же игле, на фигуре прочеркивают карандашом вертикальную линию, соответствующую нити отвеса. Центр тяжести с фигуры будет находиться в точке пересечения вертикальных линий, нанесённых при подвешивании фигуры в точках А и В.



Ознакомиться с устройством установки для определения центра тяжести плоской фигуры. Начертить фигуру сложной формы, согласно варианту задания и проставить её размеры. Провести на чертеже плоской фигуры оси координат так, чтобы они охватили всю фигуру. Разбить сложную фигуру на простые части.

Определить площадь и координаты центра тяжести каждой простой фигуры относительно выбранной системы координат. Данные записать в таблицу отчёта. Вычислить координаты центра тяжести всей фигуры аналитическим путём.

Изготовить эту фигуру из тонкого картона или фанеры в масштабе 2:1. Подвесить фигуру сначала в одной точке (отверстии), прочертить карандашом линию, совпадающую с нитью отвеса. То же повторить при подвешивании фигуры в другой точке.

Найти положение, определённое опытным путём, центра тяжести фигуры и учтя масштаб изготовленной фигуры, проанализируйте совпадение центров тяжести, полученного опытным и аналитическими способами. Они должны совпасть.

Форма организации работы: звеньевая (звено – 2 человека)

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 4

Тема: Работа и мощность.

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: Определение характеристик работы и мощности.

Цели работы:

1. Закрепление теоретических знаний по теме.
2. Научиться определять полезную, затраченную работу и мощности.
3. Научиться определять силы, вызывающие то или иное перемещение.

ЗАДАНИЕ. Решить задачи по заданному варианту и выбрать правильные ответы.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика».

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Индивидуальная карта.
- Калькулятор.
- Чертежные принадлежности.

Варианты правильных ответов:

Таблица №5

№ карточек	Правильные коды
1	2; 3; 1; 2; 5.
1-А	2; 3; 1; 2; 5.
2	5; 3; 4; 2; 1.

3	5; 3; 4; 2; 1.
4	3; 2; 4; 4; 4.
5	1; 1; 5; 2; 1.
6	4; 2; 3; 1; 5.
7	5; 3; 3; 2; 1.
8	4; 2; 5; 1; 3.
9	3; 4; 2; 5; 1.
10	1; 2; 2; 2; 4.

Карточка № 1
Тема: «Работа, мощность»

№ вопроса	Вопросы	Ответы	Код
1	Лебедкой поднимают груз массой 300 кг. со скоростью 0,5 м/с. Мощность двигателя 2 кВт. Определить общий к.п.д. механизма.	0,072	1
		0,076	2
		0,935	3
		0,748	4
		0,625	5
2	Определить величину тормозной силы, за 4с. его скорость упала с 12 м/с. до 4 м/с. Сила тяжести – 104 н.	6,3н	1
		5,55н	2
		21,2н	3
		10,16н	4
		8,36н	5
3	Чему равна работа сил, приложенных к прямолинейно движущемуся телу, если его скорость увеличилась с 15 м/с. до 25 м/с. Масса тела 1000 кг.	20 кДж	1
		11,23 кДж	2
		75 кДж	3
		112,5 кДж	4
		35,7 кДж	5
4	Сплошной однородный цилиндр массой m вращается относительно своей оси продольной. От чего зависит значение момента инерции цилиндра? l и r -длина и радиус цилиндра.	Только от r	1
		От m и r	2
		От l и m	3
		От l и r	4
		От l ; r и m	5
5	Под действием вращающего момента $M=200$ н. м. колесо вращается равноускоренно из состояния покоя и за 4с. его скорость достигла 320 об/мин. Определить момент инерции колеса	33 кг.м ²	1
		108 кг.м ²	2
		96 кг.м ²	3

		48 кг.м ²	4
		23,8 кг.м ²	5

Карточка № 1 – «А»
Тема: «Работа, мощность»

№вопросов	Вопросы	Ответы	Код
1	Под действием вращающегося момента $M=200$ н.м. колесо вращается равноускоренно из состояния покоя и за 4с. его скорость достигла 320 ^{об} /мин. Определить момент инерции колеса	48 кг.м ²	1
		23,8 кг.м ²	2
		33 кг.м ²	3
		108 кг.м ²	4
		96,4 кг.м ²	5
2	Сплошной однородный цилиндр массой m вращается относительно своей продольной оси. От чего зависит значение момента инерции цилиндра? r и l радиус и длина цилиндра.	От l ; m и r	1
		От l и r	2
		От m и r	3
		От l и m	4
		Только от r	5
3	Чему равна работа сил приложенных к прямолинейно движущемуся телу, если его скорость увеличилась с 15 м/с. до 25 м/с. Масса тела – 1000 кг.	35,7 кДж	1
		112,5 кДж	2
		75 кДж	3
		20 кДж	4
		11,3 кДж	5
4	Определить величину тормозной силы, за 4с. его скорость уменьшалась с 12 м/с. до 4 м/с. Сила тяжести – 104 н.	21,2н	1
		5,55н	2
		24,2н	3
		10,16н	4
		8,36н	5
5	Лебедкой поднимается груз массой 200 кг. со скоростью 0,5 м/с. Мощность двигателя 3 кВт. Определить мощность к.п.д. механизма.	0,736	1
		0,66	2
		0,935	3
		0,748	4
		0,625	5

Карточка № 2
Тема: «Работа, мощность»

№вопросов	Вопросы	Ответы	Код
1	Определить величину тормозной силы, за 4с. его скорость уменьшалась с 12 м/с. до 4 м/с. Сила тяжести – 104 н.	8,36н	1
		10,16н	2
		24,2н	3
		5,55н	4
		21,2н	5
2	Лебедкой поднимается груз массой 200 кг.со скоростью 0,5 м/с. Мощность двигателя 3 кВт. Определить мощность к.п.д. механизма.	0,44	1
		0,73	2
		0,33	3
		0,91	4
		0,55	5
3	Чему равна работа сил приложенных к прямолинейно движущемуся телу, если его скорость увеличилась с 15 м/с. до 25 м/с. Масса тела – 1000 кг.	20 кДж	1
		75 кДж	2
		112,5 кДж	3
		11,3 кДж	4
		35,7 кДж	5
4	Сплошной однородный цилиндр массой m вращается относительно своей продольной оси. От чего зависит значение момента инерции цилиндра? grl радиус и длина цилиндра.	От l и m	1
		Только от gr	2
		От l и g	3
		От m и g	4
		От l ; m и g	5
5	Под действием вращающегося момента $m=200$ н.м. колесо вращается равноускоренно из состояния покоя и за 4с. его скорость достигла $320 \text{ }^{\circ}/\text{мин}$. Определить момент инерции колеса	96,4 кг.м ²	1
		23,8 кг.м ²	2
		48 кг.м ²	3
		33 кг.м ²	4
		108 кг.м ²	5

Карточка № 3
Тема: «Работа, мощность»

№вопросов	Вопросы	Ответы	Код
1	Сплошной однородный цилиндр массой m вращается относительно своей продольной оси. От чего зависит значение момента инерции цилиндра? g и l радиус и длина цилиндра.	От l ; m и g	1
		От l и g	2
		От l и m	3
		Только от gr	4
		От m и g	5

2	Определить величину тормозной силы, за 4с. его скорость уменьшалась с 12 м/с. до 4 м/с. Сила тяжести – 104 н.	10,16н	1
		24,2н	2
		21,2н	3
		8,36н	4
		5,55н	5
3	Лебедкой поднимается груз массой 200 кг.со скоростью 0,5 м/с. Мощность двигателя 2 кВт. Определить мощность к.п.д. механизма.	0,92	1
		0,71	2
		0,38	3
		0,5	4
		0,45	5
4	Чему равна работа сил приложенных к прямолинейно движущемуся телу, если его скорость увеличилась с 15 м/с. до 25 м/с. Масса тела – 1000 кг.	75 кДж	1
		20 кДж	2
		35,7 кДж	3
		11,3 кДж	4
		112,5 кДж	5
5	Под действием вращающегося момента $m=200$ н.м. колесо вращается равноускоренно из состояния покоя и за 4с. его скорость достигла 320 об/мин . Определить момент инерции колеса	$23,8 \text{ кг.м}^2$	1
		$108,1 \text{ кг.м}^2$	2
		33 кг.м^2	3
		48 кг.м^2	4
		$96,4 \text{ кг.м}^2$	5

Карточка № 4
Тема: «Работа, мощность»

№вопроса в	Вопросы	Ответы	Код
1	Под действием вращающегося момента $m=200$ н.м. колесо вращается равноускоренно из состояния покоя и за 4с. его скорость достигла 320 об/мин . Определить момент инерции колеса	$108,1 \text{ кг.м}^2$	1
		33 кг.м^2	2
		$23,8 \text{ кг.м}^2$	3
		$96,4 \text{ кг.м}^2$	4
		48 кг.м^2	5
2	Лебедкой поднимается груз массой 200 кг.со скоростью 0,7 м/с. Мощность двигателя 2 кВт. Определить мощность к.п.д. механизма.	0,81	1
		0,7	2
		0,66	3
		0,57	4

		0,91	5
3	Чему равна работа сил приложенных к прямолинейно движущемуся телу, если его скорость увеличилась с 15 м/с. до 25 м/с. Масса тела – 1000 кг.	35, 7 кДж	1
		11,3 кДж	2
		112,5 кДж	3
		20 кДж	4
		75 кДж	5
4	Сплошной однородный цилиндр массой m вращается относительно своей продольной оси. От чего зависит значение момента инерции цилиндра? r и l радиус и длина цилиндра.	От l и r	1
		От l; m и r	2
		От l и m	3
		От m и r	4
		Только от r	5
5	Определить величину тормозной силы, за 4с. его скорость уменьшалась с 12 м/с. до 4 м/с. Сила тяжести – 104 н.	10,16н	1
		24,2н	2
		55,5н	3
		21,2н	4
		8,36н	5

Карточка № 5
Тема: «Работа, мощность»

№вопроса В	Вопросы	Ответы	Код
1	Определить величину тормозной силы, за 4с. его скорость уменьшалась с 12 м/с. до 4 м/с. Сила тяжести – 104 н.	21,1н	1
		10,16н	2
		24,2н	3
		5,55н	4
		8,36н	5
2	Под действием вращающегося момента $M=200$ н.м. колесо вращается равноускоренно из состояния покоя и за 4с. его скорость достигла $320 \text{ }^{\circ}/\text{мин}$. Определить момент инерции колеса.	$23,8 \text{ кг.м}^2$	1
		$108,1 \text{ кг.м}^2$	2
		33 кг.м^2	3
		$96,4 \text{ кг.м}^2$	4
		48 кг.м^2	5
3	Лебедкой поднимается груз массой 200 кг.co	0,81	1

	скоростью 0,7 м/с. Мощность двигателя 2 кВт. Определить мощность к.п.д. механизма.	0,66	2
		0,57	3
		0,91	4
		0,7	5
4	Чему равна работа сил приложенных к прямолинейно движущемуся телу, если его скорость увеличилась с 15 м/с. до 25 м/с. Масса тела – 1000 кг.	75,8 кДж	1
		20 кДж	2
		35,7 кДж	3
		75 кДж	4
		112,5 кДж	5
5	Сплошной однородный цилиндр массой m вращается относительно своей продольной оси. От чего зависит значение момента инерции цилиндра? grl радиус и длина цилиндра.	От m и r	1
		Только от r	2
		От l ; m и r	3
		От l и r	4
		От l и m	5

Карточка № 6
Тема: «Работа, мощность»

№вопросов	Вопросы	Ответы	Код
1	Чему равна работа сил приложенных к прямолинейно движущемуся телу, если его скорость увеличилась с 15 м/с. до 25 м/с. Масса тела – 1000 кг.	112,5 кДж	1
		75 кДж	2
		35,7 кДж	3
		20 кДж	4
		75,8 кДж	5
2	Определить величину тормозной силы, за 4с. его скорость уменьшалась с 12 м/с. до 4 м/с. Сила тяжести – 104 н.	10,16н	1
		21,2н	2
		24,2н	3
		5,55н	4
		23,8н	5
3	Сплошной однородный цилиндр массой m вращается относительно своей продольной оси. От чего зависит значение момента инерции цилиндра? grl радиус и длина цилиндра.	Только от m	1
		От l и m	2
		От m и r	3
		От l и r	4

		Отl; r и m	5
4	Лебедкой поднимается груз массой 200 кг.со скоростью 0,6 м/с. Мощность двигателя 3 кВт. Определить мощность к.п.д. механизма.	0,4	1
		0,55	2
		0,6	3
		0,75	4
		0,83	5
5	Под действием вращающегося момента $M=200$ н.м. колесо вращается равноускоренно из состояния покоя и за 4с. его скорость достигла $320 \text{ }^{\circ}/\text{мин.}$ Определить момент инерции колеса.	44 кг.м^2	1
		$108,1 \text{ кг.м}^2$	2
		33 кг.м^2	3
		48 кг.^2	4
		$23,8 \text{ кг.м}^2$	5

Карточка № 7
Тема: «Работа, мощность»

№вопросо в	Вопросы	Ответы	Код
1	Определить величину тормозной силы, за 4с. его скорость уменьшалась с 12 м/с. до 4 м/с. Сила тяжести – 104 н.	23,8н	1
		5,58н	2
		24,2н	3
		10,16н	4
		21,2н	5
2	Чему равна работа сил приложенных к прямолинейно движущемуся телу, если его скорость увеличилась с 15 м/с. до 25 м/с. Масса тела – 1000 кг.	75,8 кДж	1
		112,5 кДж	2
		20 кДж	3
		35,7 кДж	4
		7 кДж	5
3	Лебедкой поднимается груз массой 500 кг.со скоростью 0,2 м/с. Мощность двигателя 4 кВт. Определить мощность к.п.д. механизма.	0,75	1
		0,6	2
		0,5	3
		0,82	4
		0,91	5
4	Под действием вращающегося момента $M=200$ н.м. колесо вращается равноускоренно из состояния покоя и за 4с. его скорость достигла $320 \text{ }^{\circ}/\text{мин.}$ Определить	48 кг.м^2	1
		$23,8 \text{ кг.м}^2$	2

	момент инерции колеса.	33 кг.м ²	3
		108,1 кг.м ²	4
		44 кг.м ²	5
5	Сплошной однородный цилиндр массой m вращается относительно своей продольной оси. От чего зависит значение момента инерции цилиндра? r и l радиус и длина цилиндра.	От m и r	1
		Только от m	2
		От l и m	3
		От l и r	4
		От l; r и m	5

Карточка № 8
Тема: «Работа, мощность»

№ вопросов	Вопросы	Ответы	Код
1	Сплошной однородный цилиндр массой m вращается относительно своей продольной оси. От чего зависит значение момента инерции цилиндра? r и l радиус и длина цилиндра.	От l и r	1
		От l и m	2
		Только от m	3
		От m и r	4
		От l; r и m	5
2	Определить величину тормозной силы, за 4с. его скорость уменьшалась с 12 м/с. до 4 м/с. Сила тяжести – 104 н.	10,16н	1
		21,2н	2
		24,2н	3
		5,58н	4
		23,8н	5
3	Чему равна работа сил приложенных к прямолинейно движущемуся телу, если его скорость увеличилась с 15 м/с. до 25 м/с. Масса тела – 1000 кг.	75,8 кДж	1
		112,5 кДж	2
		35,7 кДж	3
		72 кДж	4
		20 кДж	5
4	Лебедкой поднимается груз массой 500 кг.со скоростью 0,5 м/с. Мощность двигателя 3 кВт. Определить мощность к.п.д. механизма.	0,83	1
		0,91	2
		0,72	3
		0,44	4
		0,56	5
5	Под действием вращающегося момента m=200 н.м. колесо вращается равноускоренно из состояния покоя и за 4с. его скорость достигла 320 °б/мин. Определить момент инерции колеса.	44 кг.м ²	1
		48 кг.м ²	2
		23,8 кг.м ²	3
		108,1 кг.м ²	4

		33 кг.м ²	5
--	--	----------------------	---

Карточка № 9
Тема: «Работа, мощность»

№вопросов	Вопросы	Ответы	Код
1	Под действием вращающегося момента $M=200$ н.м. колесо вращается равноускоренно из состояния покоя и за 4с. его скорость достигла $320 \text{ }^{\circ}/\text{мин}$. Определить момент инерции колеса.	44 кг.м ²	1
		48 кг.м ²	2
		23,8 кг.м ²	3
		33 кг.м ²	4
		108,1 кг.м ²	5
2	Лебедкой поднимается груз массой 500 кг.со скоростью 1 м/с. Мощность двигателя 7 кВт. Определить мощность к.п.д. механизма.	0,91	1
		0,83	2
		0,67	3
		0,71	4
		0,5	5
3	Чему равна работа сил приложенных к прямолинейно движущемуся телу, если его скорость увеличилась с 15 м/с. до 25 м/с. Масса тела – 1000 кг.	75,8 кДж	1
		20 кДж	2
		72 кДж	3
		35,7 кДж	4
		112,5 кДж	5
4	Определить величину тормозной силы, за 4с. его скорость уменьшалась с 12 м/с. до 4 м/с. Сила тяжести – 104 Н.	23,8 Н	1
		5,58 Н	2
		24,2 Н	3
		10,16 Н	4
		21,2 Н	5
5	Сплошной однородный цилиндр массой m вращается относительно своей продольной оси. От чего зависит значение момента инерции цилиндра? r и l радиус и длина цилиндра.	От m и r	1
		От l ; r и m	2
		От l и m	3
		От l и r	4
		Только от m	5

Карточка № 10
Тема: «Работа, мощность»

№вопросов	Вопросы	Ответы	Код
1	Чему равна работа сил приложенных к прямолинейно движущемуся телу, если его скорость увеличилась с 15 м/с. до 25 м/с. Масса тела – 1000 кг.	20 кДж	1
		75,8 кДж	2
		72 кДж	3
		35,7 кДж	4
		112,5 кДж	5
2	Лебедкой поднимается груз массой 500 кг.со скоростью 0,5 м/с. Мощность двигателя 3 кВт. Определить мощность к.п.д. механизма.	0,66	1
		0,83	2
		0,72	3
		0,92	4
		0,55	5
3	Под действием вращающегося момента $M=200$ н.м. колесо вращается равноускоренно из состояния покоя и за 4с. его скорость достигла 320 об/мин. Определить момент инерции колеса.	33 кг.м^2	1
		$23,8 \text{ кг.м}^2$	2
		$108,1 \text{ кг.м}^2$	3
		48 кг.м^2	4
		44 кг.м^2	5
4	Сплошной однородный цилиндр массой m вращается относительно своей продольной оси. От чего зависит значение момента инерции цилиндра? r и l радиус и длина цилиндра.	Только от l	1
		От r и m	2
		От l ; r и m	3
		От l и m	4
		От l и r	5
5	Определить величину тормозной силы, если за 4 с. его скорость уменьшалась с 12 м/с. до 4 м/с. Сила тяжести – 104 н.	10,16н	1
		24,2н	2
		5,58н	3
		21,2н	4
		23,8н	5

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 5

ТЕМА: Динамика.

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: «Решение задач при помощи метода кинетостатики (принцип Даламбера)»

Цель работы:

1. Закрепить теоретический материал по теме.

2. Рассмотреть влияние действующих на материальное тело сил.
3. Рассмотреть и понять, что собой представляет сила инерции.
4. Определение движения по известным силам и наоборот.

Задание 1. Сани массой m начинают двигаться горизонтально и равноускоренно и пройдя расстояние S приобретают скорость v . Определить силу натяжения веревки, привязанной к саням, если веревка составляет угол $\alpha = 30^\circ$ с горизонталью, а коэффициент трения саней о снег равен $0,04$.

Таблица №6

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$S, \text{м}$	9	10	11	12	13	14	15	9	10	11	12
$v, \text{км/ч}$	10,8	11,2	13,4	9,8	11,5	12,3	14,7	10,2	9,7	12,6	8,9
$m, \text{кг}$	6	5	7	9	8	10	12	11	6	12	8

№ варианта	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
$S, \text{м}$	13	14	15	9	10	11	12	13	14	15	9	10
$v, \text{км/ч}$	15,2	10,3	11,8	13,5	9,4	11,0	12,5	17,4	11,9	14,3	9,5	14,3
$m, \text{кг}$	12	5	9	10	11	8	10	9	6	11	12	7

Задание № 2. Для подготовки летчика-космонавта к перегрузкам применяют специальные центрифуги, вращающиеся в горизонтальной плоскости. Сколько оборотов в минуту должна делать центрифуга радиусом R чтобы космонавт испытывал перегрузку в K раз?

Варианты к заданию № 2

Таблица №7

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$R, \text{м}$	6	7	8	9	4	5	6	7	8	9	4	5	6	7	8	9	4	5
K	9	8	7	6	5	4	8	7	6	5	4	9	7	6	5	4	9	8

№ варианта	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
$R, \text{м}$	6	7	8	9	4	5	6	7	8	9
K	6	5	4	9	8	7	5	4	9	8

ХОД РАБОТЫ

1. Кратко записать условие задания, согласно своего варианта.
2. Выделить точку, движение которой рассматривается в данной задаче и указать направление ускорения этой точки;
3. Приложить к точке(материальному телу) все активные(заданные) силы, действующие на нее;
4. Освободить точку от связей, заменить их действие реакциями;
5. К полученной системе сил добавить силу инерции, учитывая, что ее линия действия совпадает с линией вектора ускорения точки, но направление противоположно вектору ускорения;
6. Выбрать расположение осей координат, составить два уравнения равновесия статики $\sum x_i = 0$; $\sum y_i = 0$ и решив эти уравнения, определить требуемые величины.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика»

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор.
- Чертежные принадлежности.
- Индивидуальное задание.

ЛИТЕРАТУРА:

- 1) А.А. Эрдеди «Теоретическая механика, Сопротивление материалов» 2007г. §13,1; 13,2; 14,2.
- 2) В.П. Олофенская «Техническая механика» стр 100-107.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 6

ТЕМА: Растяжение и сжатие

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: Расчеты на прочность и жесткость при растяжение и сжатие.

Цель работы:

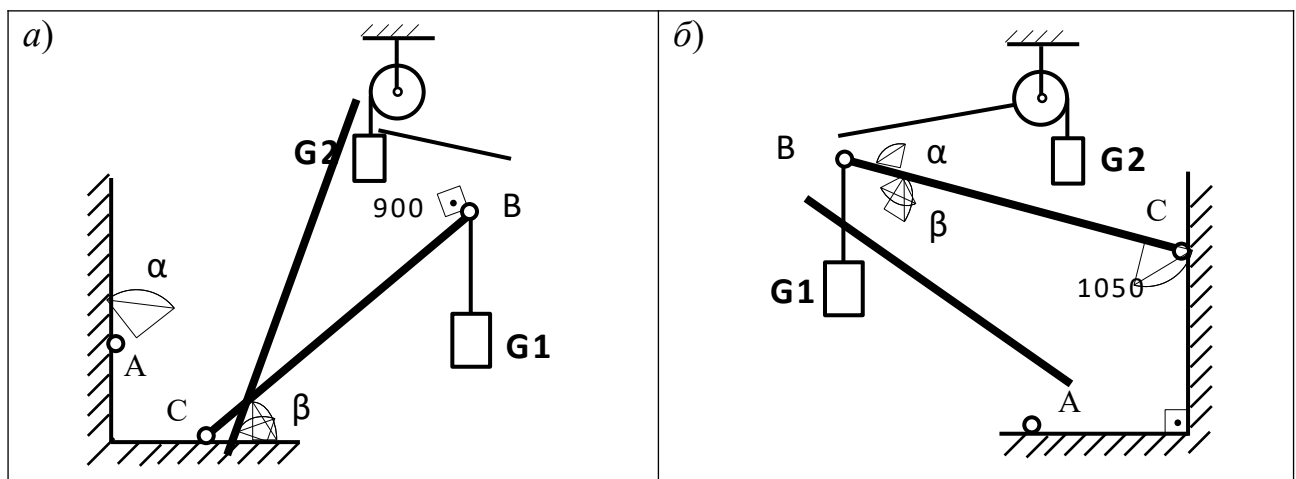
1. Закрепить теоретический материал по теме
2. Приобрести практические навыки расчета на прочность и жесткость при растяжение и сжатие.
3. Отработать первичные практические навыки расчета на прочность и жесткость при растяжение и сжатие графическим и аналитическим способами.
4. Углубить, систематизировать, обобщить теоретические знания по теме.
5. Делать вывод .

Задание.

При помощи стержневого устройства ABC (в точках A, B и C соединения шарнирные) удерживаются в равновесии два груза

Определить: 1) реакции стержней, удерживающих грузы. Массой стержней пренебречь; 2) из условия прочности размеры поперечного сечения стержней кронштейна в форме: круга и уголка по ГОСТ 8509-86 г., если $[\sigma]=140$ МПа.

Данные своего варианта взять из табл. № 9



Схемы к задаче № 1

Таблица № 9

α	град	80	60	75	65	95	G_1	G_2
β		45	55	65	40	30		
							кН	
№ варианта и данные к задаче		01	02	03	04	05	40	50
		06	07	08	09	10	30	80
		11	12	13	14	15	60	40
		16	17	18	19	20	20	50
		21	22	23	24	25	50	80
		26	27	28	29	30	80	40
		31	32	33	34	35	40	20

ХОД РАБОТЫ

1. Начертить чертеж и на нем указать реакции связей, построить систему координат. Построить замкнутый многоугольник.
2. Определяем нагрузки на стержни.
3. Определяем размеры площадь поперечного сечения стержней из условий прочности.
4. Оформить отчет.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа**МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ:** учебный кабинет «Техническая механика»**ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:**

- Инструкционная карта.
- Калькулятор.
- Чертежные принадлежности.
- Индивидуальное задание.

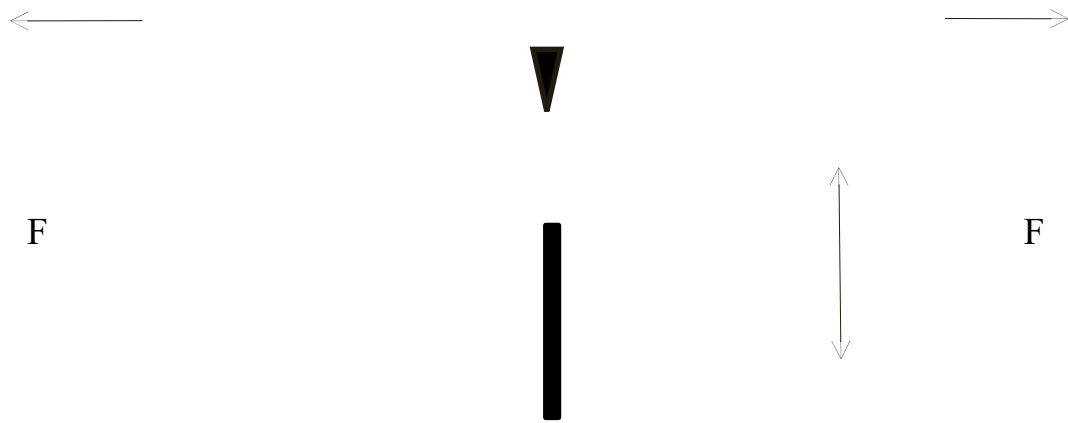
ЛИТЕРАТУРА:

- 1) А.А. Эрдеди «Теоретическая механика, Сопротивление материалов» 2007г. §19,6.
- 2) В.П. Олофинская «Техническая механика» стр. 306-3

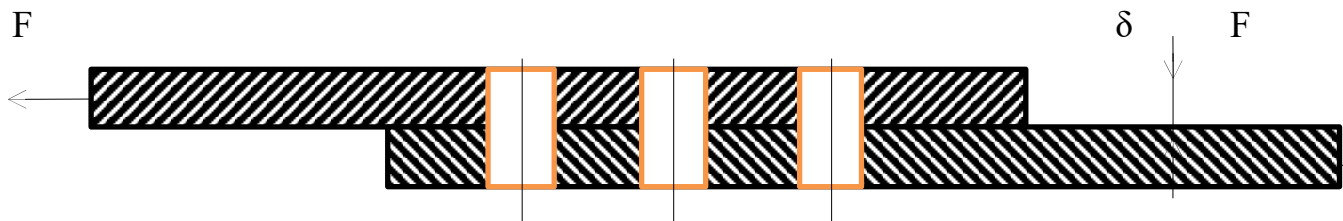
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ**Решение задач по теме:** «Срез и смятие».**НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ:** Практические расчеты на срез и смятие.**ЗАДАНИЕ.**

1. Для сварного соединения, изображённого на схеме, потребуется проверить условие прочности, если
 $F = 10 \text{ кН}$, $\delta_{\min} = 5 \text{ мм}$, $b = 100 \text{ мм}$,

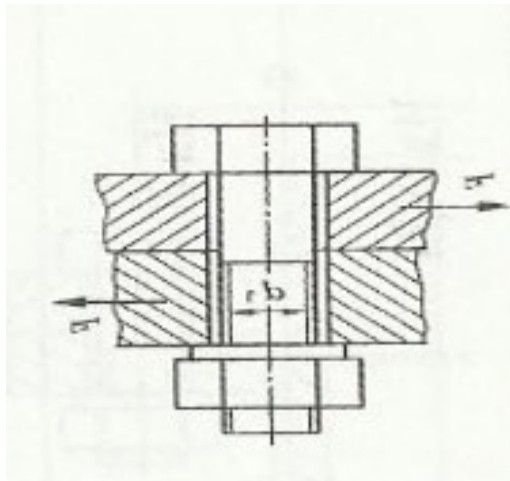
 $F\delta$ F 



2. Проверить условие прочности на срез и смятие заклёпочного соединения, если $F = 26 \text{ кН}$, число заклёпок $i = 6$, $d_{\text{зак.}} = 6 \text{ мм}$, $[\sigma_{\text{см}}] = 240 \text{ МПа}$, $[\tau_{\text{ср}}] = 100 \text{ МПа}$



3. Определить диаметр болта, соединяющего две пластины, если $\delta_{\text{min}} = 5 \text{ мм}$, $F = 12 \text{ кН}$, $[\sigma_{\text{см}}] = 240 \text{ МПа}$, $[\tau_{\text{ср}}] = 100 \text{ МПа}$



ХОД РАБОТЫ:

- I. Проверка понимания материала
(Устно/письменно) ответить на вопросы:
 1. Какие внутренние силовые факторы возникают при сдвиге и смятии?
 2. Как обозначается деформация при сдвиге?
 3. Какой физический смысл у модуля упругости?
 4. Укажите единицы измерения напряжений сдвига и смятия.
 5. Как учесть количество деталей, использованных для передачи нагрузки при расчётах на сдвиг и смятия?
 6. Запишите условия прочности на сдвиг и смятия.
 7. Чем отличается расчёт на прочность при сдвиге односрезной заклёпки от двухсрезной?

- II. Решение задач на прочность при срезе (сдвиге) и смятии при различных соединениях (сварное, заклёпочное, болтовое.)

НОРМА ВРЕМЕНИ: 1 час.

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика»

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор.
- Чертежные принадлежности.
- Индивидуальное задание.

ЛИТЕРАТУРА:

- 1) А.А. Эрдеди «Теоретическая механика, Сопротивление материалов» 2007г. §20.1-20.5.
- 2) В.П. Олофинская «Техническая механика» стр. 202-205.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Решение задач по теме: «Кручение».

Наименование задания: Построение эпюр крутящих моментов.

ЗАДАЧА. Стальной вал вращается с угловой скоростью ω (рад/с), передавая на шкивы мощности P_i , как показано на схеме. Необходимо:

- Определить значения скручивающих моментов, соответствующих передаваемым мощностям, и уравновешенный момент, если $M_i=0$;
- Выбрать рациональное расположение шкивов на валу, построить эпюры крутящих моментов для каждой схемы по длине вала. Дальнейшие расчеты проводить для вала с рационально расположенными шкивами;

Данные своего варианта взять из таблицы инструкционной карты.

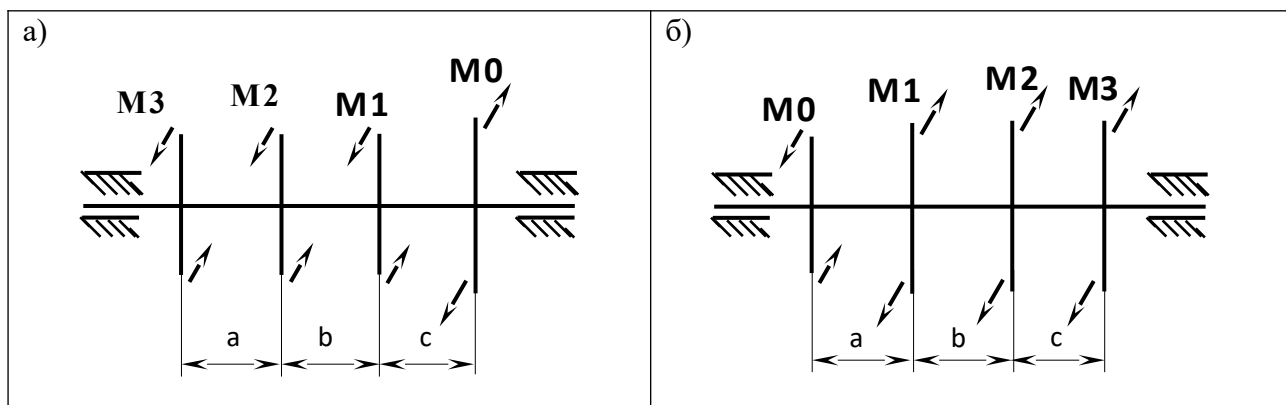


Таблица № 10

ω , рад/с		20	25	30	10	15	P_1	P_2
P_3 , кВт		130	100	120	140	150		
a, b, c	м	30	20	60	40	10	кВт	
№ варианта и задачи		01	02	03	04	05	40	10
		06	07	08	09	10	20	42
		11	12	13	14	15	18	25

	16	17	18	19	20	30	16
	21	22	23	24	25	56	28
	26	27	28	29	30	35	48
	31	32	33	34	35	17	22

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика»

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Калькулятор.
- Чертежные принадлежности.

ЛИТЕРАТУРА: 1) А.А. Эрдеди «Теоретическая механика, Сопротивление материалов» 2007г. §22.1-22.5.

2) В.П. Олофинская «Техническая механика» стр. 216-239

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 7

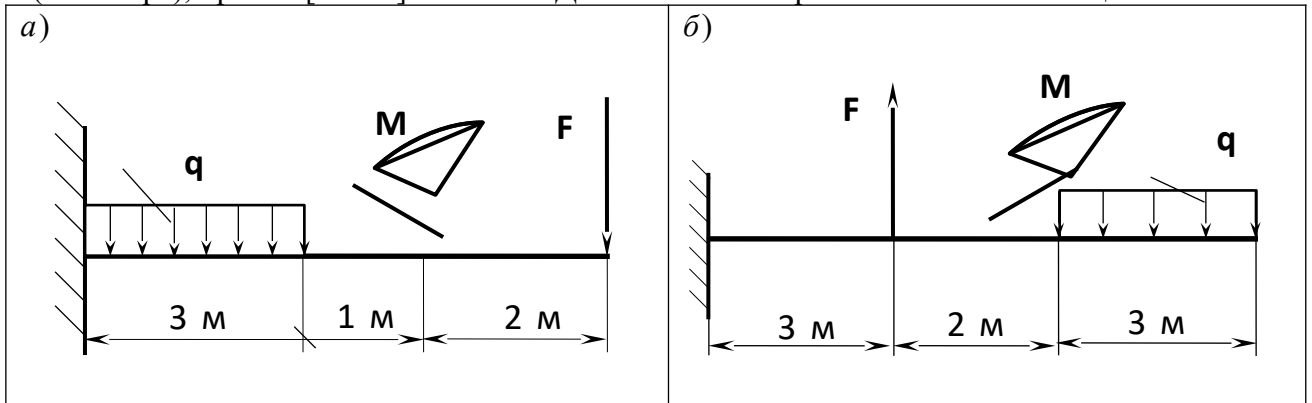
ТЕМА: Изгиб

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: Расчёты на прочность и жесткость при изгибе.

Цель работы:

5. Знать распределение нормальных напряжений при чистом изгибе, расчетные формулы.
6. Уметь строить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.
7. Выполнять проектировочные и проверочные расчеты на прочность, выбрать рациональные формы поперечных сечений.

ЗАДАЧА. Для стальной консольной балки построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов; подобрать из условия прочности необходимый размер двутавра (швеллера), приняв $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$. Данные своего варианта взять из таблицы №.



Схемы к задаче

Таблица № 11

$M, \text{ кН}\cdot\text{м}$	20	-25	30	-10	15	$F, \text{ кН}$
$q, \text{ кН/м}$	1,2	-6	1,5	1,4	-9	
№ варианта и задачи	01	02	03	04	05	40
	06	07	08	09	10	-20
	11	12	13	14	15	18

	16	17	18	19	20	-30
	21	22	23	24	25	2,5
	26	27	28	29	30	-5,0
	31	32	33	34	35	32

Примечание. Профиль сечения балки: для четных вариантов – двутавр; для нечетных – швеллер.

ХОД РАБОТЫ

I. Проверка понимания материала

Ответить на вопросы:

1. Какие разновидности связей используют при проектировании балок?
2. Какой изгиб называется чистым?
3. Какой изгиб называется поперечным?
4. Как определить знаки поперечной силы и изгибающего момента?
5. Как изменяется поперечная сила в сечении балки, к которому приложена сосредоточенная сила?
6. Как распределены нормальные напряжения по поперечному сечению балки?
7. Как определить нормальное напряжение в любой точке данного поперечного сечения при прямом изгибе?
8. Какие формы поперечных сечений являются рациональными для балок из пластических материалов?

II. Решение задач. Последовательность решения задачи:

- 1) найти опорные реакции балки (для консоли их можно не находить);
- 2) балку разделить на участки, границами которых являются сечения, в которых приложены: сосредоточенные силы, сосредоточенные моменты, начинается или заканчивается равномерно распределенная нагрузка;
- 3) выбрать расположение координатных осей, совместив ось z с осью балки, а оси y и x расположить в плоскости сечения (обычно ось y расположена вертикально);
- 4) применяя метод сечений, вычислить значения поперечных сил в характерных сечениях и построить эпюру поперечных сил. Если поперечная сила, изменяясь непрерывно, проходит через нулевое значение, то необходимо определить аппликату (z) сечения, где Q обращается в нуль;
- 5) применяя метод сечений, вычислить значения изгибающих моментов в характерных сечениях и построить эпюру изгибающих моментов. Для определения экстремальных значений изгибающих моментов дополнительно определить моменты в сечениях, где эпюра поперечных сил проходит через нулевое значение;
- 6) используя дифференциальные зависимости, проверить правильность построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов;
- 7) из условия прочности определить осевой момент сопротивления сечения балки в сечении, где изгибающий момент имеет наибольшее по модулю значение;

8) используя таблицы ГОСТов или формулы для определения осевых моментов сопротивления простых плоских сечений (прямоугольник, круг), определить размеры поперечного сечения балки;

III. Отчет по работе.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика».

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор.
- Чертежные принадлежности.

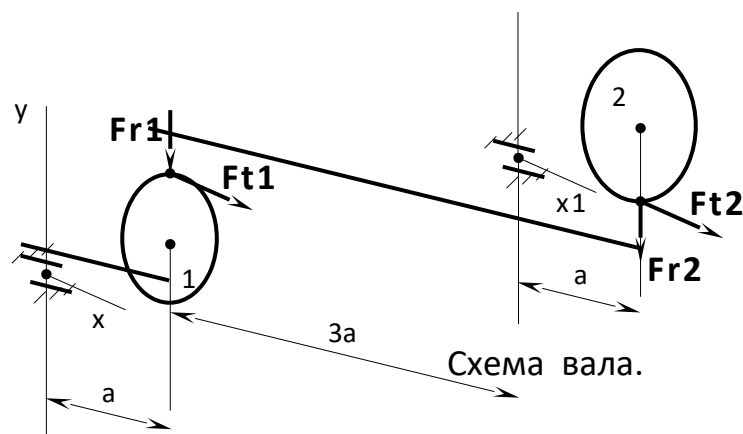
ЛИТЕРАТУРА: 1) А.А. Эрдеди «Теоретическая механика, Сопротивление материалов» 2007г. §23.1-23.5.

2) В.П. Олофинская «Техническая механика» стр. 324-330

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Решение задач по теме: Изгиб. Расчет бруса круглого поперечного сечения при сочетании основных деформаций.

ЗАДАЧА. Для трансмиссионного вала, передающего мощность P при угловой скорости



ω , необходимо: I) Определить вертикальную и горизонтальную составляющие реакций подшипников; II) Построить эпюры крутящего и изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях; определить диаметры вала по сечениям, приняв $[\sigma]=60$ МПа и $Fr=0,364Ft$. Расчет произвести, используя гипотезы прочности. На валу установлены два колеса, диаметры колес соответственно D_1 ; D_2 . Данные своего варианта взять из таблицы № 12

Таблица № 12

ω рад/с		60	30	20	15	12	D_1	D_2	P
a	мм	60	70	80	90	100			
№ варианта и задачи		01	02	03	04	05	60	250	3,0
		06	07	08	09	10	70	240	4,0
		11	12	13	14	15	80	230	5,5
		16	17	18	19	20	90	220	7,5

	21	22	23	24	25	100	210	11,5
	26	27	28	29	30	110	200	15,0
	31	32	33	34	35	120	190	18,5

Примечание. Расчет на прочность произвести: для четных вариантов – по гипотезе III; для нечетных – по гипотезе V.

Последовательность решения задачи:

- 1) используя принцип независимости действия сил, составить расчетные схемы вала в вертикальной и горизонтальной плоскостях;
- 2) определяем реакции подшипников в горизонтальной и вертикальной плоскостях;
- 3) вал разделить на участки, границами которых являются сечения, в которых приложены: сосредоточенные силы, сосредоточенные моменты. Такие сечения называются характерными;
- 4) применяя метод сечений, вычислить значения изгибающих моментов в характерных сечениях в горизонтальной и вертикальной плоскостях, построить эпюры изгибающих моментов в плоскостях по отдельности;
- 5) применяя метод сечений, определяем действующий на валу крутящий момент, строим его эпюру;
- 6) для характерных точек определяем эквивалентные моменты, используя гипотезы прочности;
- 7) из условия прочности определить моменты сопротивлений сечений вала;
- 8) определяем диаметры ступеней вала.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика».

ЛИТЕРАТУРА: 1) А.А. Эрдеди «Теоретическая механика, Сопротивление материалов» 2007г. §23.6-23.8.

2) В.П. Олофинская «Техническая механика» стр. 331-335.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 8

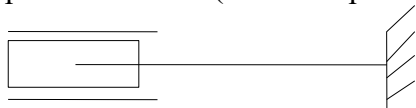
ТЕМА: Устойчивость сжатых стержней.

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: Проверочный расчет на устойчивость. Определение допускаемой нагрузки.

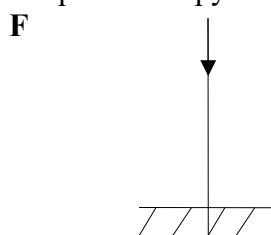
Цель работы:

1. Изучить условие устойчивости сжатых стержней, формулы Эйлера для определения критической силы, эмпирические формулы для расчетов критического напряжения и критической силы.
2. Научиться выполнять проверочные расчеты на устойчивость сжатых стержней.

Задача1: Рассчитать гибкость стержня. Круглый стержень диаметром $d=20\text{мм}$, длиной $l=1\text{м}$, закреплен в стене (способ крепления изображен на схеме).



Задача2: Проверить устойчивость стержня. Стержень длиной $l=1\text{м}$ зашпелен одним концом, сечение – швеллер №16, материал – сталь Ст3, запас устойчивости трехкратный. Стержень нагружен сжимающей силой $F=82\text{кН}$.



ХОД РАБОТЫ I. Проверка понимания материала
(Устно/письменно) ответить на вопросы:

1. Какое равновесие называется устойчивым?
2. Какую силу при расчетена устойчивость называют критической?
3. Что называют гибкостью стержня, какой смысл заложен в этом названии?
4. При каких условиях можно использовать формулы Эйлера для расчета критической силы?
5. Запишите условие устойчивости.
6. Какую характеристику материала используют при расчете на устойчивость?

II. Решение задач.

Последовательность решения задачи1:

1. Определяется гибкость стержня по формуле.
2. Определяется минимальный радиус инерции для круга.
3. Коэффициент приведения длины выбирается в зависимости схемы крепления.

Последовательность решения задачи2: 1. Определяются основные геометрические параметры сечения стержня по ГОСТ 8240-89.

2. Определяется категория стержня в зависимости от гибкости.
3. Определяется критическая сила по формуле Эйлера.
4. Допускаемая нагрузка на стержень.
5. Проверяется условие устойчивости.

III. Отчет по работе.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика»

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор.
- Чертежные принадлежности.

ЛИТЕРАТУРА: 1) А.А. Эрдеди «Теоретическая механика, Сопротивление материалов» 2007г. §26.1-26.3.

2) В.П. Олофинская «Техническая механика» стр. 295-299.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 9

ТЕМА: Типы соединений деталей машин.

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: Расчеты заклепочных соединений.

Цель работа:

- Закрепить теоретические знания в проведении проектных расчётов заклёпочного соединения.
- Приобрести практические навыки в проведении проектных расчётов заклёпочного соединения.
- Отработать первичные практические навыки в проведении проектных расчётов заклёпочного.
- Углубить, систематизировать, обобщить теоретические знания по теме.

ЗАДАЧА. Рассчитать и сконструировать нахлестное заклёпочное соединение двух полос:

Шириной - b мм.

Толщиной - S мм.

Растягивающая сила - $F_k H$.

Материал согласно варианту.

Таблица №13

№ варианта	Ширина, мм	Толщина листа, мм	Растягивающая сила, кН.	Материал листа
1	500	10	100	Ст2
2	450	8	150	Ст2
3	400	12	200	Ст2
4	350	14	250	Л62
5	300	10	300	Л62
6	250	8	350	Л62
7	200	6	400	Ст3
8	500	14	450	Ст3
9	450	12	500	Ст3
10	400	16	125	М3

ХОД РАБОТЫ

1. Рассчитать и сконструировать заклёпочное соединение согласно выданного задания.

- Выбрать диаметр заклёпки.
- Назначить допускаемые напряжения материала.
- Определить количество заклёпок из условия прочности на срез и смятие.
- Определить основные параметры заклёпочного шва.

2. Выполнить эскиз заклёпочного соединения.

- Проверить соединение на растяжение по опасному сечению.

3. Оформить отчёт.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика»

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор.
- Чертежные принадлежности.
- Индивидуальное задание.

ЛИТЕРАТУРА:

- 1) А.А. Эрдеди «Детали машин» 2007г. §2.1.
- 2) В.П. Олофинская «Детали машин» стр. 90-

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 10

ТЕМА: Типы соединений деталей машин.

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: Исследование работы затянутого болтового соединения.

Цель работы:

1. Закрепить теоретические знания по теме резьбовые соединения.
2. Приобрести практические навыки расчётов болтового соединения.
3. Отработать первичные практические навыки в проведении исследования работы затянутого болтового соединения.
4. Углубить, систематизировать, обобщить теоретические знания по теме.

ЗАДАЧА. Стальные полосы, растянутые силой F_t , крепятся при помощи двух болтов, выполненных из стали определенного класса прочности. Определить диаметр болтов. Нагрузка постоянная.

Таблица №14

№	Растягивающая сила	Класс прочности
---	--------------------	-----------------

вариант а	F, кН	
1	2,8	4,6
2	3,7	3,6
3	4,5	5,6
4	5,8	8,8
5	2,1	3,6
6	3,5	4,6
7	4,8	5,6
8	5,2	8,8
9	3,6	5,6
10	2,5	3,6

ХОД РАБОТЫ

1. Рассчитать болтовое соединение нагруженное поперечной силой.

- выбрать диаметр резьбы.
- определить допускаемые напряжения растяжения.
- выбрать коэффициент запаса по сдвигу.
- определить силу затяжки болта.
- определить расчетный диаметр резьбы.

2. Выполнить эскиз болтового соединения.

3. Оформить отчёт.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика».

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор. Чертежные принадлежности.

ЛИТЕРАТУРА: 1) А.А. Эрдеди «Детали машин» 2007г. §3.2.

2) В.П. Олофинская «Детали машин» стр. 81-83.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 11

ТЕМА: Типы соединений деталей машин.

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: Проектные расчеты шпоночных и шлицевых соединений.

Цель работы:

- Закрепить теоретические знания в проведении проектных расчётов шпоночных и шлицевых соединений.
- Приобрести практические навыки в проведении проектных расчётов шпоночных и шлицевых соединений.
- Отработать первичные практические навыки в проведении проектных расчётов шпоночных и шлицевых соединений.
- Углубить, систематизировать, обобщить теоретические знания по теме.

ЗДАНИЕ. Выбрать тип стандартных шпоночных соединений для ведомого вала цилиндрической косозубой передачи с зубчатым колесом и звёздочкой,

подобрать размеры шпонок. Исходные данные взять из таблицы №15:
Таблица №15

Параметры	Значения, мм									
d_B	17-23	24-31	32-39	40-44	45-51	52-59	60-66	67-79	80-89	90-95
$t_{\text{цил}}$	3,0	3,5	3,5	3,5	4,0	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
$t_{\text{кон}}$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9
r	1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	2,7	4,0

Диаметр посадочного места под зубчатое колесо; d_K , мм

Диаметр выходного конца вала; d_B , мм

Вращающий момент на ведомом валу; M_2 , Н·м

Эквивалентный момент $M_{\text{экв}} = 10,5$ кН·м,

Допускаемое напряжение смятия,

$[\sigma]_{\text{см}} = 150$ МПа.

ХОД РАБОТЫ

1. Провести выбор типа соединения.
2. Определить длину шпонки для соединения вала со звездочкой.
3. Определить длину шпонки для соединения вала с зубчатым колесом.
4. Рассчитать штифт предохранительной муфты
5. Оформить отчёт.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика»

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор. Чертежные принадлежности.

ЛИТЕРАТУРА: 1. А.А. Эрдеди «Детали машин»- М.: Издательский центр «Академия», 2003.- 288с.- § 3.3.

2. В.П. Олофинская «Детали машин» краткий курс и тестовые задания- М: ФОРУМ, 2010.- 208с.- § 17.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА

1. Общее передаточное отношение привода: $i_{\text{общ}} = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_m} = i$ угловая

скорость колеса редуктора $\omega_2 = \frac{\omega_1}{i} = \omega_{\text{дв}} / i_{\text{ред}} =$

2. Вращающий момент на валу шестерни $T_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{N_{\text{дв}}}{\omega_{\text{дв}}} = i$

3. Материал шестерни и колеса, размеры заготовок (приложение №3)
Рекомендуется твердость материала шестерни косозубой передачи выбирать возможно выше, для чего подвергать шестерню азотированию, цементации или поверхностной закалке. Применение высокотвердой шестерни повышает контактную прочность косозубой передачи. (Твердость зубьев косозубой шестерни должна быть выше, чем у колеса.)

4. Выбор коэффициента долговечности. $K_{HL} = K_{FL} = i$

K_{HL} - коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи $K_{HLmax} \geq K_{HL} \geq 1$ Для нормализованных или улучшенных колес $K_{HLmax}=2,6$; для колес с поверхностной закалкой, азотированием, цементацией $K_{HLmax}=1,8$
 K_{FL} - коэффициент долговечности. При $HV \leq 350$ $2 \geq K_{FL} \geq 1$
 При $HV > 350$ $1,6 \geq K_{FL} \geq 1$

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 12

ТЕМА: Зубчатые передачи.

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: Расчет косозубой цилиндрической передачи.

Цель работы:

- Ознакомиться с назначением и видами редукторов.
- Ознакомиться с конструкцией и назначением деталей передачи.
- Рассчитать закрытую косозубую передачу одноступенчатого цилиндрического редуктора.
- Углубить, систематизировать, обобщить теоретические знания по теме.

Задание: Рассчитать закрытую косозубую передачу одноступенчатого цилиндрического редуктора привода винтового транспортера.

Таблица №18

№ варианта	Мощность эл. двигателя N , кВт	Угловая скорость эл. двигателя $\omega_{дв}$, рад/с	Угловая скорость вала транспортера ω_t , рад/с	Срок службы привода T , час	Передаточное отношение редуктора, $i_{ред}$	Расположение шестерни относительно опор	Опоры

Таблица №19. Варианты заданий

№ варианта	Мощность эл. двигателя N , кВт	Угловая скорость эл. двигателя $\omega_{дв}$, рад/с	Передаточное отношение редуктора, $i_{ред}$	$\eta_{ред}$	Срок службы привода T , ч	Угловая скорость вала транспортера ω_t , рад/с
1	7,5	99,4	2,5	0,96	$20 \cdot 10^3$	10
2	4,9	99,3	2,4	0,95	$12 \cdot 10^3$	24,8
3	10	152	5,08	0,94	$12 \cdot 10^3$	14
4	9,5	142	4,08	0,95	$14 \cdot 10^3$	12
5	8,5	124	3,2	0,96	$16 \cdot 10^3$	14
6	37	106	3	0,96	$20 \cdot 10^3$	14
7	35	116	4,1	0,95	$20 \cdot 10^3$	12
8	6,8	99	2,2	0,94	$18 \cdot 10^3$	10
9	28	132	3,2	0,96	$20 \cdot 10^3$	16
10	24	108	4	0,95	$18 \cdot 10^3$	14

ХОД РАБОТЫ

1. Изучить назначение и виды редукторов (приложение № 1).
2. Ознакомиться с чертежами редуктора и зубчатой передачи.
3. Вычертить схему привода (приложение № 2).
4. Произвести расчет закрытой косозубой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора. (согласно варианта).
5. Оформить отчет.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 4 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика».

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор.
- Чертежные принадлежности.

ЛИТЕРАТУРА:

1. А.А. Эрдеди «Детали машин»- М.: Издательский центр «Академия», 2003.- стр.134-143.
2. В.П. Олофинская «Детали машин» краткий курс и тестовые задания- М: ФОРУМ, 2010.- стр.27-32.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА

1. Общее передаточное отношение привода: $i_{общ} = \omega_{дв} / \omega_m =$
угловая скорость колеса редуктора $\omega_2 = \omega_1 / i = \omega_{дв} / i_{ред} =$

2. Вращающий момент на валу шестерни $T_1 = N_1 / \omega_1 = N_{дв} / \omega_{дв} =$

3. Материал шестерни и колеса, размеры заготовок (приложение № 3)

Рекомендуется твердость материала шестерни косозубой передачи выбирать возможно выше, для чего подвергать шестерню азотированию, цементации или поверхностной закалке. Применение высокотвердой шестерни повышает контактную прочность косозубой передачи. (Твердость зубьев в косозубой шестерни должна быть выше, чем у колеса.)

4. Выбор коэффициента долговечности.

$$K_{HL} = K_{FL} =$$

K_{HL} — коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи $K_{HLmax} \geq K_{HL} \geq 1$. Для нормализованных или улучшенных колес $K_{HLmax} = 2,6$; для колес с поверхностной закалкой, азотированием, цементацией $K_{HLmax} = 1,8$.

K_{FL} — коэффициент долговечности. При $HV \leq 350$ $2 \geq K_{FL} \geq 1$.

При $HV > 350$ $1,6 \geq K_{FL} \geq 1$.

4. Рассчитываем пределы контактной выносливости (приложение 4) σ_{H0} .

Для материала шестерни $\sigma_{H01} =$

Для материала колеса $\sigma_{H02} =$

Рассчитываем пределы изгибной выносливости (приложение 5) σ_{F0} .

Для материала шестерни $\sigma_{F01} =$

Для материала колеса $\sigma_{F02} =$

4. а) Рассчитаем допустимые контактные напряжения

Для материала шестерни $[\sigma]_{H2} = \sigma_{H1} \cdot K_{H1}/S_H =$

S_H — требуемый коэффициент безопасности: $S_H \approx 1,1 \div 1,2$ (нижнее значение при нормализации, улучшении или объемной закалке).

Для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, значения S_H увеличивают на $\approx 15\%$.

Для материала колеса $[\sigma]_{H1} = \sigma_{H2} \cdot K_{H2}/S_H =$

Для косозубной передачи условное допускаемое контактное напряжение

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

Должно соблюдаться условие $[\sigma]_H \leq 1,23 [\sigma]_{H2}$ (сделать вывод на соблюдение данного условия).

б) Рассчитаем допустимые напряжения изгиба

Для материала шестерни $[\sigma]_{F1} = \sigma_{F01} \cdot K_{F1}/S_F =$

S_F - требуемый коэффициент безопасности; $S_F \approx 1,8 \div 2,3$ (верхнее значение для литых колес)

Для материала колес $[\sigma]_{F2} = \sigma_{F02} \cdot K_{F2}/S_F =$

4. Назначаем расчетные коэффициенты: Ψ_{ed} — коэффициент ширины венца колеса, зависящий от диаметра шестерни $\Psi_{ed} = v_2/d_1$ (приложение 6).

$\Psi_{ed} =$

Ψ_{ea} - коэффициент ширины венца колеса,

зависящий от межосевого расстояния передачи $\Psi_{ea} = v_2/a_w$

$\Psi_{ea} = 2 \Psi_{ed}/(i+1) =$

Значение Ψ_{ea} корректируем по стандартному ряду: по ГОСТ 2185-66 $\Psi_{ea} = 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25$.

$K_{H\beta}$ — коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линии (приложение 7). $K_{H\beta} =$

4. Рассчитываем межосевое расстояние передачи =

Значение α_w — корректируем по стандартному ряду: по ГОСТ СТСЭВ 229-75 $\alpha_w = 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000$ мм.

9. Нормальный модуль зубьев.

Задаются модулем зубьев m . Для передач общего назначения при улучшенных сталях рекомендуется $m = (0,01-0,02) \alpha_w$, а при закаленных — $m = (0,016-0,031) \alpha_w$.

Принимать $m < 2$ мм в силовых передачах не рекомендуется.

Уменьшение модуля зацепления m и соответствующее увеличение числа зубьев Z способствует уменьшению удельного скольжения, что увеличивает надежность против заедания. $m_n = (0,01 — 0,02) \alpha_w =$

По ГОСТ 9563-60 (приложение 11) принимаем $m_n =$

10. а) Задаемся предварительно углом наклона зуба $\beta =$

Осевая сила F_a дополнительно нагружает подшипники, возрастая с увеличением β . По этой причине для косозубых колес принимают $\beta = 8-18^\circ$. Наличие в зацеплении осевых сил является недостатком косозубой передачи.

б) Суммарное число зубьев $Z_\Sigma = (2\alpha_w \cos\beta)/m_n =$

в) Числа зубьев:

шестерни $Z_1 = Z_\Sigma / (i + 1) =$

принимаем $Z_1 =$;

колеса $Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 =$

г) Фактический угол наклона зубьев $\cos\beta = m_n Z_\Sigma / 2\alpha_w =$
 $\beta =$

10. Передаточное число $u = Z_2 / Z_1 =$

11. Основные геометрические размеры шестерни и колеса:

диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = m_n Z_1 / \cos \beta =$$

$$d_2 = m_n Z_2 / \cos \beta =$$

при этом соблюдается равенство $\alpha_w = \alpha_n = d_{a1} = d_{a2} / 2 =$

Диаметры окружностей вершин:

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

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

что соответствует предварительно принятым диаметрам заготовок; ширина венца:

колеса $b_2 = \psi_a \alpha_w =$

шестерни $b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} =$

10. Окружная скорость косозубых колес

$$v = \omega_1 d_1 / 2 =$$

По (приложение 8) для уменьшения динамической нагрузки принимаем 8-ю степень точности изготовления зубчатых колес.

10. Окружная сила $F_t = 2T_1 / d_1 =$

10. Принимаем расчетные коэффициенты:

$$K_{\alpha} = K_{\alpha v} =$$

$$K_{F\beta} = K_{Fv} =$$

K_{α} — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для косозубых колес при $v \leq 15$ м/с для 6-8-й степеней точности $K_{\alpha} =$; K_{β} — коэффициент неравномерности нагрузки по ширине венца (приложение 7); $K_{\alpha v}$ — коэффициент динамической нагрузки. Для косозубых передач рекомендуется: $K_{\alpha v} = 1$ — при любой твердости зубьев и $v \leq 10$ м/с; $K_{\alpha v} = 1,2$ — при твердости зубьев $\leq \text{HB350}$ и $v = 10-20$ м/с; $K_{\alpha v} = 1,1$ — при твердости зубьев $> \text{HB350}$ и $v = 10-20$ м/с.

16. Расчетное контактное напряжение

=

$$\text{Условие прочности } \sigma_H < [\sigma]_H$$

т. е. условие прочности.

17. Эквивалентные числа зубьев шестерни и колеса

$$Z_{v1} = Z_1 / \cos^3 \beta = 26 / \cos^3 9^\circ 04' = 27$$

$$Z_{v2} = Z_2 / \cos^3 \beta = 132 / \cos^3 9^\circ 04' = 137$$

Коэффициенты формы зубьев (приложение 10) шестерни $Y_{F1} =$; колеса $Y_{F2} =$.

Сравнительная характеристика прочности зубьев на изгиб;

шестерни $[\sigma]_{F1} / Y_{F1} =$

колеса $[\sigma]_{F2} / Y_{F2} =$

Проверочный расчет передачи на прочность необходимо вести по колесу, зубья которого менее прочны на изгиб.

18. Расчетные напряжения изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = 0,9 Y_{F2} K_{F\beta} K_{Fv} =$$

$$\text{Условие прочности } \sigma_{F2} < [\sigma]_{F2}$$

Вывод:

ПРИЛОЖЕНИЯ

к практической работе №1 по дисциплине «Детали машин»

ПРИЛОЖЕНИЕ №1.

Редуктором называется – механизм, понижающий угловую скорость в приводах от двигателя к рабочей машине. Редукторы состоят из зубчатых или червячных передач, установленных в отдельном корпусе.

Редукторы широко применяются в различных отраслях машиностроения и поэтому они весьма разнообразны по кинематике и конструктивному исполнению.

Редукторы бывают с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами, а также червячными парами. Зубчатые колеса могут быть с прямыми, косыми, круговыми и шевронными зубьями.

Различают следующие виды редукторов:

по типу передачи – цилиндрические

конические

червячные

конически-цилиндрические

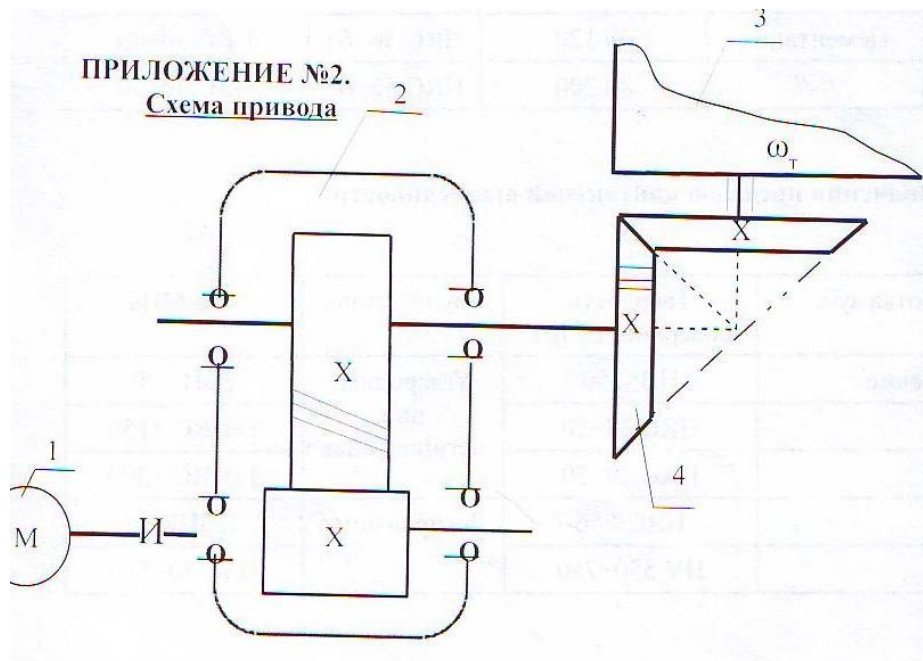
червячно-цилиндрические

по числу ступеней – одно, - двух, - трехступенчатые

по расположению валов и зубчатых колес – горизонтальные, вертикальные

Цилиндрические зубчатые редукторы благодаря широкому диапазону передаваемых мощностей, долговечности, простоте изготовления и обслуживания имеют широкое распространение.

Одноступенчатые редукторы имеют передаточное число $U \geq 6,3$



1. Электродвигатель
2. Редуктор
3. Винтовой транспортер
4. Открытая коническая прямозубая передача

ПРИЛОЖЕНИЕ №3. Механические характеристики сталей для зубчатых колес

Марка сталей	Вид заготовки	Термообработка	Диаметр заготовки, мм (при толщине обода ≤ 80 мм)	Твердость зубьев	
				На поверхности	В сердцевине
40Л	литье	нормализация	любой	HB 147	HB 147
40ХНМА	поковка	Мягкое азотирование	до 200	HV 500 ÷ 550	HRC26 ÷ 30
38ХМЮА	поковка	Жесткое азотирование	до 200	HV 800 ÷ 900	HRC30 ÷ 35
45	поковка	Улучшение //-// //-//	90 ÷ 120 180 ÷ 250 250 ÷ 350	HB 194 ÷ 222 HB 180 ÷ 207 HB 180 ÷ 192	
40Х	поковка	Улучшение //-//	до 120 120 ÷ 150	HB 260 ÷ 282 HB 240 ÷ 270	
40Х	поковка	Поверх. закалка	150 ÷ 180 180 ÷ 250	HB 230 ÷ 251 HB 215 ÷ 243	

			до120	HRC 45÷50	HB 269÷302
40XH	поковка	улучшение	200 2000÷315	HB 269÷302 HB 235÷262	
		Поверх. закалка	до200	HRC 45÷53	HB 269÷302
20X	поковка	цементная	до120	HRC 56÷63	HRC 30÷45
12XH3A	поковка	цементная	до200	HRC 45÷53	HRC 30÷50

ПРИЛОЖЕНИЕ №4. Значения пределов контактной выносливости

Термическая обработка зуб.	Твердость поверхности зуб.	Группа стали	б _{но} МПа
Нормализация и улучшение	HB ≤ 350	Углеродная или легированная	2HB + 70
Объемная закалка	HRC 38÷50		18HRC + 150
Поверхностная закалка	HRC 40÷50		17HRC + 200
Цементация	HRC > 56	легированная	23HRC + 150
Азотирование	HV 550÷750		HV 550÷750

ПРИЛОЖЕНИЕ №5. Значения пределов изгибной выносливости

Термическая обработка	Твердость зубьев		Группа стали	b _{го} МПа
	Поверх.	Сердцев.		
Нормализация и улучшение	HRC 180÷350		Углеродистая или легированная	1,8 HB
Объемная закалка	HRC 38÷50		легированная	500÷600
Поверхностная закалка	HRC 38÷50	HRC 38÷50		600
Цементация	HV 550÷750	HRC 38÷50		19 HRC÷43
Азотирование	HRC 38÷50	HRC 38÷50		800

ПРИЛОЖЕНИЕ №6. Рекомендуемые значения $\Psi_{вд}$

Расположение шестерни относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев колес	
	HB ₂ ≤ 350	HB ₂ > 350
Консольное	0,3÷0,4	0,2÷0,25

симметричное	0,8 1,4	0,4÷0,9
несимметричное	0,6÷1,2	0,3÷0,6

***Большие значения при постоянной нагрузке**

ПРИЛОЖЕНИЕ №8. Степень точности передачи в зависимости от окружности скорости колес

Вид передачи	Вид зубьев	Степень точности (по нормам плавности)			
		6-я	7-я	8-я	9-я
		Предельная окружающая скорость v			
Цилиндрическая	Прямые	15	10	6	3
	косые	30	15	10	6
коническая	прямые	9	6	4	2,5

ПРИЛОЖЕНИЕ №9. Ориентировочные значения коэффициента k_{FB}

Расположение шестерни относительно опор	Твердость поверхности зубьев	$\Psi_{bd} = b_2 / d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольное, опоры шарикоподшипники	$HB_2 \leq 350$	1,16	1,31	1,64	-	-	-
	$HB_2 > 350$	1,33	1,10	-	-	-	-
Консольное, опоры роликподшипники	$HB_2 \leq 350$	1,10	1,22	1,38	1,57	-	-
	$HB_2 > 350$	1,20	1,44	1,71	-	-	-
симметричное	$HB_2 \leq 350$	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14	1,26
	$HB_2 > 350$	1,02	1,04	1,08	1,14	1,30	-
несимметричное	$HB_2 \leq 350$	1,05	1,10	1,17	1,25	1,42	1,61
	$HB_2 > 350$	1,09	1,18	1,30	1,43	1,73	-

ПРИЛОЖЕНИЕ №10. Значение коэффициента формы зуба Y_F для некоррегированного внешнего зацепления

Z или Z ₀	17	20	22	24	26	28	30	35	40	45	50	65	80	100	150	300	Рейка
----------------------------	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-------

Y_F	4,2 6	4,0 7	3,9 8	3,9 2	3,8 8	3,8 1	3,7 9	3,7 5	3, 7	3,6 6	3,6 5	3,6 2	3, 6	3, 6	3, 6	3, 6	3,63
-------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	----------	---------	----------	----------	----------	---------	---------	---------	---------	------

ПРИЛОЖЕНИЕ №11. Модули зубьев m по ГОСТ 9563-60

Ряды	Модули, мм							
1	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5
2	1,13	1,38	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5
1	6	8	10	12	16	20	25	-
2	7	9	11	14	18	22	28	-

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 13

ТЕМА: Зубчатые передачи.

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: Расчёт конических прямозубых передач.

Цель работы:

1. Закрепить теоретические знания по расчёту конических прямозубых передач.
2. Приобрести практические навыки по определению проектного расчёта конических прямозубых передач.
3. Отработать первичные практические навыки по расчёту конической прямозубой передачи.
4. Углубить, обобщить теоретические знания по теме.

Задание: Рассчитать закрытую коническую прямозубую передачу редуктора привода автоматической линии.

Таблица № 20

№ варианта	Число зубьев шестерни Z_1	Мощность эл. двигателя N , кВт	Угловая скорость эл. двигателя	Передаточное отношение редуктора, $i_{ред}$	Срок службы привода T , час	Угол между осями редуктора	К.П.Д. Редуктора $\eta_{ред}$	Опоры	Расположении шестерни относительно опор
------------	-----------------------------	----------------------------------	--------------------------------	---	-------------------------------	----------------------------	-------------------------------	-------	---

			$\omega_{дв}, рад/с$						
	$18 \div 28$					$\Sigma = 90^0$	0,97		

Таблица №21 Варианты заданий

№ варианта	Мощность эл. двигателя N, кВт	Угловая скорость эл. двигателя $\omega_{дв}$ рад/с	Передаточное отношение редуктора, $i_{ред}$	$\eta_{ред}$	Срок службы привода T, ч	Угловая скорость вала транспортера ω_t рад/с
1	7,5	99,4	2,5	0,96	$20 \cdot 10^3$	10
2	4,9	99,3	2,4	0,95	$12 \cdot 10^3$	24,8
3	10	152	5,08	0,94	$12 \cdot 10^3$	14
4	9,5	142	4,08	0,95	$14 \cdot 10^3$	12
5	8,5	124	3,2	0,96	$16 \cdot 10^3$	14
6	37	106	3	0,96	$20 \cdot 10^3$	14
7	35	116	4,1	0,95	$20 \cdot 10^3$	12
8	6,8	99	2,2	0,94	$18 \cdot 10^3$	10
9	28	132	3,2	0,96	$20 \cdot 10^3$	16
10	24	108	4	0,95	$18 \cdot 10^3$	14

ХОД РАБОТЫ

1. Изучить виды и назначение редукторов.
2. Ознакомиться с чертежами редуктора и зубчатой передачи.
3. Вычертить схему привода.
4. Произвести расчет закрытой конической прямозубой передачи редуктора привода автоматической линии (согласно варианта).
5. Оформить отчёт.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 4 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика».

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор.
- Чертежные принадлежности.

ЛИТЕРАТУРА:

1. А.А. Эрдеди «Детали машин»- М.: Издательский центр «Академия», 2003.- стр.143-152.
2. В.П. Олофинская «Детали машин» краткий курс и тестовые задания- М: ФОРУМ, 2010.- стр.31-35

ПРИЛОЖЕНИЯ

к практической работе №2 по дисциплине «Детали машин»

ПРИЛОЖЕНИЯ №1.

Редуктором называется механизм, понижающий угловую скорость в приводах от двигателя у рабочей машине. Редукторы состоят из зубчатых или червячных передач, установленных в отдельном корпусе.

Редукторы широко применяют в различных отраслях машиностроения. Редукторы с конической передачей чаще имеют зубчатые колеса с прямыми зубьями, реже с шевронными зубьями. Для конической прямозубой передачи рекомендуется передаточное число $u = 2 \div 3$.

Различают следующие виды редукторов: цилиндрические; конические; червячные, коническо - цилиндрические; червячно-цилиндрические.

По числу ступеней: одно-, двух-, трехступенчатые.

ПРИЛОЖЕНИЯ №2.

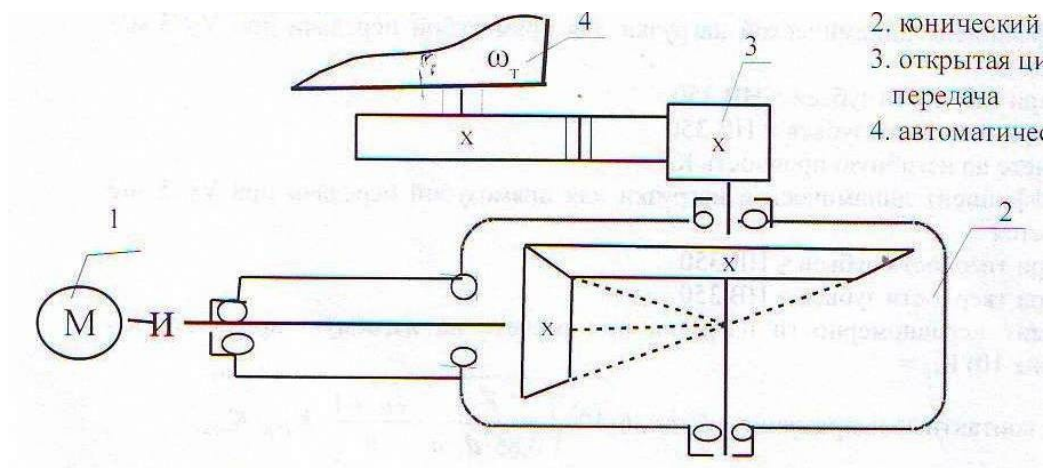


Схема привода

1. Электродвигатель
2. Конический прямозубый редуктор
3. Открытая цилиндрическая прямозубая передача
4. Автоматическая линия

ПРИЛОЖЕНИЕ №3. Механические характеристики сталей для зубчатых колес.

Марка сталей	Вид заготовки	термообработка	Диаметр заготовки, мм (при толщине обода ≤80мм)	Твердость зубьев	
				На поверхности	В сердцевине
40Л	поковка	нормализация	Любой	НВ 147	
45	//-//	Улучшение //-// //-//	90-120 180-250 250-350	НВ 194-222 НВ 180-207 НВ 180-192	
40Х	//-//	Улучшение //-//	До 120 120-150	НВ 260÷282 НВ 240-270	
40Х	//-//	Улучшение //-// Поверх. закалка	150-180 180-250 До 120	НВ 230-257 НВ 215-243 HRC 45-50	НВ 269-302
40ХН	//-//	Улучшение //-// Поверх. закалка	До 200 200-315 До 200	НВ 269-302 НВ 235÷262 HRC 48-53	НВ 269-302
40ХНМА	//-//	Мягкое азотирование	До 200	HV 500-550	HRC 26-30
38ХМЮА	//-//	Жесткое азотирование	До 200	HV 850-900	HRC 30-35
20Х	//-//	цементация	До 120	HRC 56-63	HRC 30-45
12ХНЗА	//-//	//-//	До 200	HRC 56-63	HRC 30-45

ПРИЛОЖЕНИЕ №4. Значение пределов контактной выносливости

Термическая обработка зубьев	Твердость поверхности зубьев	Группа стали	σ_{H0} МПа
Нормализация и улучшение	НВ ≤ 350	Углеродистая или легированная	2 НВ ÷ 70
Объемная закалка	HRC 38 ÷ 50	Углеродистая или легированная	18 HRC ÷ 150
Поверхностная	HRC 40 ÷ 50	Углеродистая или	17 HRC ÷ 200

закалка		легированная	
цементация	HRC > 56	легированная	23 HRC
азотирование	HV 550-750	легированная	1,5 HV

ПРИЛОЖЕНИЕ №5. Значение пределов изгибной выносливости

Термическая обработка зубьев	Твердость поверхности зубьев		Группа стали	$\sigma_{\text{но}}$ МПа
Нормализация и улучшение	HB 180÷350		Углеродистая или легированная	1,8 HB
Объемная закалка	HRC 45-55		Легированная	500-600
Поверхностная закалка	HRC 48-58	HRC 25-35	Легированная	600
цементация	HV 550-750	HRC 24-40	Легированная	19 HRC + 43
азотирование	HRC 56-63	HRC 32-45	Легированная	800

ПРИЛОЖЕНИЯ №6. Рекомендуемые значения $\Psi_{\text{вд}}$

Расположение шестерни относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев колес	
	$HB_2 \leq 350$	$HB_2 > 350$
консольное	0,3÷0,4	0,2÷0,25
симметричное	0,8÷1,4	0,4÷0,9
несимметричное	0,6÷1,2	0,3÷0,6

*Большие значения при постоянной нагрузке

ПРИЛОЖЕНИЯ №11.

Z или Z_v	17	20	22	24	26	28	30	35	40	45	50	65	80	100	150	300	Рейка
Y_F	4,26	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,79	3,75	3,7	3,66	3,65	3,62	3,6	3,6	3,6	3,6	3,63

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 14

ТЕМА: Червячные передачи.

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: Тепловой расчет червячной передачи.

Цель работы:

1. Закрепить теоретические знания в проведении теплового расчёта червячных передач.
2. Приобрести практические навыки в проведении теплового расчёта червячных передач.
3. Отработать первичные практические навыки в проведении теплового расчёта червячных передач.
4. Углубить, систематизировать, обобщить теоретические знания по теме.

Задание: Проверить тепловой режим червячного редуктора, работающего непрерывно в течение смены. Редуктор расположен в помещении ($t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$).

Принять $K_T = 17 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}$. Мощность на валу червяка $N_1 = 2,2 \text{ кВт}$. КПД принять равным 0,79. Размеры корпуса указаны в таблице № 18:

Таблица № 22

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$a_\omega, \text{ мм}$	160	150	140	130	120	110	100	170	180	190
$b, \text{ мм}$	420	410	400	390	380	370	360	430	440	450
$c, \text{ мм}$	120	110	100	90	80	70	60	130	140	150
$h, \text{ мм}$	460	450	440	430	420	410	400	470	480	490

Площадь поверхности корпуса вычислить по формуле: $S =$

$2hb + 2hc + bc$. Выполнить эскиз корпуса червячного редуктора по размерам данного варианта.

ХОД РАБОТЫ

1. По согласованию с преподавателем выполнить тепловой расчёт червячных передач редуктора.
2. Определить площадь поверхности корпуса (без учёта бобышек и выступов)
3. Выбрать коэффициент теплопередачи, в зависимости от материала корпуса редуктора.
4. Определить температуру масла в редукторе.
5. Выполнить эскиз корпуса червячного редуктора.
6. Оформить отчёт.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика»

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор. Чертежные принадлежности.

ЛИТЕРАТУРА: 1. А.А. Эрдеди «Детали машин»- М.: Издательский центр «Академия», 2003.- стр.181-187.

2. В.П. Олофинская «Детали машин» краткий курс и тестовые задания- М: ФОРУМ, 2010.- стр.38-40

Теоретическое обоснование:

При работе червячных передач выделяется большое количество теплоты. Потерянная мощность $(1-\eta)N_1$ на трение в зацеплении и подшипниках, а также на размешивание и разбрызгивание масла переходит в теплоту, которая нагревает масло, а оно через стенки корпуса передает эту теплоту окружающей среде.

Если отвод теплоты будет недостаточным, передача перегреется. При перегреве смазочные свойства масла резко ухудшаются (его вязкость падает) и возникает опасность заедания, что может привести к выходу передачи из строя.

Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы производится на основе теплового баланса, т.е. равенство тепловыделения Q_B и теплоотдачи Q_0 .

Количество теплоты, выделяющейся в непрерывно работающей передаче в одну секунду:

$$Q_B = (1-\eta)N_1$$

где η – общий КПД червячной передачи;

N_1 – мощность на червяке, Вт.

Количество теплоты, отводимой наружной поверхностью корпуса, в одну секунду: $Q_0 = K_T (t_m - t_b) S$

Где: S – площадь поверхности корпуса, омываемая внутри маслом или его брызгами, а снаружи воздухом, m^2 ;

t_b – температура воздуха вне корпуса; (в помещениях $t_b = 20^\circ C$);

t_m – температура масла в корпусе передачи, $^\circ C$;

K_T – коэффициент теплопередач. Зависит от материала корпуса редуктора и скорости циркуляции воздуха.

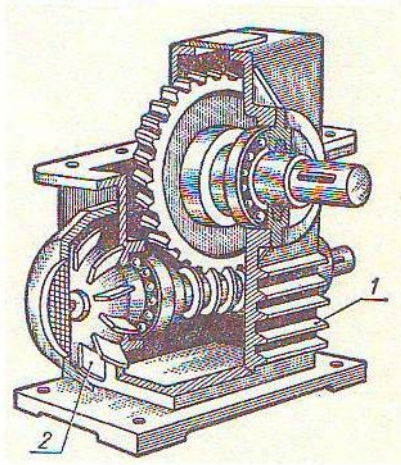


Рис.1.

По условию теплового баланса:

$$Q_B = Q_0$$

$$(1-\eta)N_1 = K_T (t_m - t_b) S$$

Откуда температура масла в корпусе червячной передачи при непрерывной работе: $t_m = t_b + (1-\eta)N_1 / (K_T S) \leq [t]_M$

$[t]_M$ – величина зависит от марки масла ($[t]_M = 70-90^\circ C$).

Если при расчете окажется, $t_m > [t]_M$ то необходимо:

1. Либо увеличить поверхность охлаждения S , применяя охлаждающие ребра.
2. Либо применить искусственное охлаждение, которое может осуществляться:
 - обдувом корпуса воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червячка (рис.1), в этом случае увеличивается K_T .
 - охлаждением масла водой, проходящий через змеевик (рис.2а).
 - применением циркуляционной системы смазки со специальным холодильником (рис. 2б).

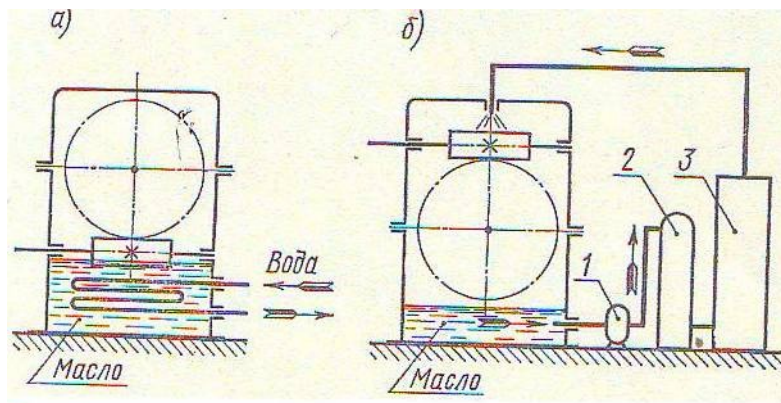


Рис.2.

Тепловой расчет червячных передач производится как проверочный после определения размеров корпуса при эскизном проектировании.

Задание: проверить тепловой режим червячного редуктора, работающего непрерывно в течение смены. Редуктор расположен в помещении ($t_b = 20^\circ\text{C}$). Принять $K_T = 17\text{Вт/м}^2\text{град}$. Мощность на валу червяка $N_1 = 2,2\text{ кВт}$. КПД применять равным 0,79. Размеры корпуса указаны в таблице:

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$a\omega$, мм	160	150	140	130	120	110	100	170	180	190
b , мм	420	410	400	390	380	370	360	430	440	450
c , мм	120	110	100	90	80	70	60	130	140	150
h , мм	460	450	440	430	420	410	400	470	480	490

Площадь поверхности корпуса вычислить по формуле: $S = 2hb + 2hc + bc$

Выполнить эскиз корпуса червячного редуктора по размерам данного варианта

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 15

ТЕМА: Цепные передачи.

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: Расчет цепной передачи.

Цель работы:

1. Закрепить теоретические знания в проведении расчёта цепной передачи.
 2. Приобрести практические навыки в проведении расчёта цепной передачи.
 3. Отработать первичные практические навыки в проведении расчёта цепной передачи.
 4. Углубить, систематизировать, обобщить теоретические знания по теме.
- ЗАДАНИЕ.** Рассчитать передачу роликовой цепью от электродвигателя к редуктору привода транспортера, если:

Варианты заданий

вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность эл. двигателя	3,0	4,0	5,5	7,5	11,5	15,0	15,0	11,0	7,5	4,0
Частота вращения, n_1	1460	1460	1460	980	980	980	735	735	735	1460
Частота вращения, n_2	300	300	250	250	300	250	100	250	300	300
Угол наклона,	0	0	0	0	0	30	30	30	30	30
Способ смазки	Непрерывная			Капельная			Периодическая			
Способ регулирования натяжения	Отжимные опоры			Нажимные ролики			Нерегулируемая			
Продолжительность работы	Односменная			Трёхсменная			Двухсменная			

ХОД РАБОТЫ

1. Ознакомиться с теоретическими сведениями.
2. Вычертить кинематическую схему передачи.
3. По согласованию с преподавателем выполнить расчёт цепной передачи.
4. В выбранной цепи проверить давление в шарнирах.
5. Оформить отчёт.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика»

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор. Чертежные принадлежности.

ЛИТЕРАТУРА: 1. А.А. Эрдеди «Детали машин»- М.: Издательский центр «Академия», 2003.- §10.1-10.3.

2. В.П. Олофинская «Детали машин» краткий курс и тестовые задания- М: ФОРУМ, 2010.- стр.50-54.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Цепная передача – механическая передача между двумя или несколькими валами, осуществляемая зацеплением с помощью гибкой бесконечной цепи и звездочек.

Классификация

Грузовые – применяемые для подвески, подъема и опускания груза в различных подъемно-транспортных механизмах при скоростях, не превышающих 0,25.....0,5 м/с;

Тяговые – применяемые для транспортировки грузов (транспортёры, элеваторы, бревнотаски, приводные рольганги, эскалаторы) при небольших литейных скоростях до 2....4м/с;

Приводные – используемые для передачи энергии в широком диапазоне скоростей с постоянным передаточным отношением.

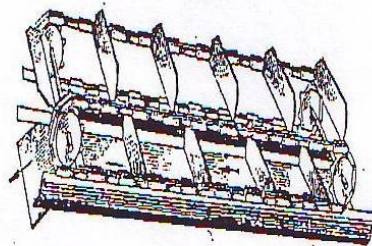
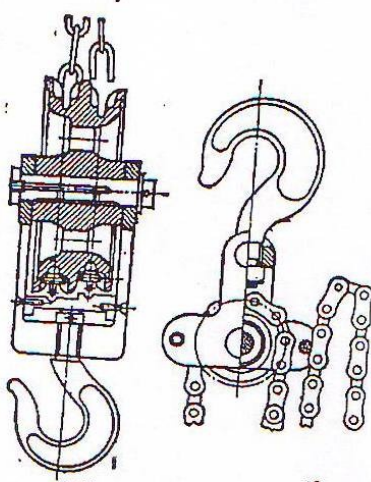
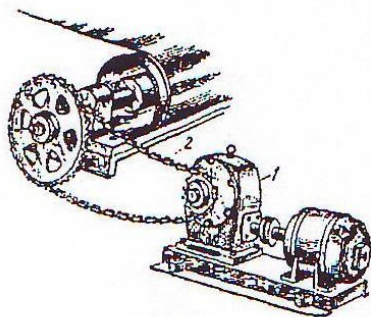
Тип цепи	Стандарт	Диапазон шагов	Область применения	Эскиз
Зубчатая	ГОСТ 13552-68	12,7...31,75	Главные передачи различных машин	
Роликовая: ПР(приводная, роликовая однорядная)	ГОСТ 13568-75	8...63,5 12,7...15,87 15,87...41,30	Общее машиностроение Передачи мотоциклов и велосипедов Сельскохозяйственные машины	
Роликовая: 2ПР и 3ПР (приводная, роликовая двух и трёхрядная)	ГОСТ 13568-75	12,7...50,8	Общее машиностроение, сельскохозяйственные машины .	
Роликовая: 4ПР (приводная, роликовая четырёхрядная)	ГОСТ 13568-75	19,05	Общее машиностроение, машины нефтяной промышленности и т. д.	
ПРД(приводная, роликовая длиннозвённая) ПРЛ(приводная, роликовая лёгкой серии) ПРИ (приводная, роликовая с изогнутыми пластинами)	ГОСТ 13568-75	31,75...76,2 15,875...50,8 78,1...140,0	Общее машиностроение Общее машиностроение, главные передачи Передачи с тяжелым режимом работы	
Втулочная: ПВ(приводная, втулочная однорядная) 2ПВ (приводная, втулочная двухрядная)	ГОСТ 13568-75	9,525 9,525	Передачи мотоциклов Общее машиностроение, Двигатели автомобилей.	

Достоинства

1. Возможность передачи мощности на значительные расстояния ($a=8m$) при передаточном отношении обычно $i = 6$.
2. Сравнительно небольшие (меньшие, чем у фрикционных и ременных передач) нагрузки на валы и их опоры.
3. Большой диапазон передаваемых мощностей: от долей киловатта до сотен киловатт (известны передачи мощностью до 4000 кВт) и большой диапазон скоростей: от долей м/с до 30...35 м/с; роликовые и втулочные цепи обычно допускают скорость до 10...15 м/с.
4. Возможность передачи энергии одной цепью нескольким валам с одинаковым или противоположным направлением вращения.
5. Высокий КПД: $= 0,95...0,98$ (при передаче полной мощности, тщательном уходе и хорошей смазке).

Недостатки

1. Цепные передачи дороже, требуют более высокой точности установка валов, чем ременные передачи и более сложное ухода-смазки, регулировки.
2. Затруднительный подвод смазки к шарнирам увеличивает их износ, вследствие чего цепь вытягивается и требует установки натяжных устройств; срок службы передачи сокращается.
3. Основной причиной износа шарниров (кроме недостатка смазки), шума, дополнительных динамических нагрузок и неравномерности вращения ведомой системы является то, что цепь состоит из отдельных звеньев, которые располагаются на звездочках не по дугам окружностей, а по ломанным линиям.



Геометрические характеристики цепных передач.

1. Делительный диаметр звездочки. $d = t / [\sin(180^\circ/z)]$ где: d – диаметр окружности, на которой располагаются оси валиков; t – шаг цепи и звездочек; z - число зубьев звездочек.
2. Диаметр вершины зубьев звездочек.
Для втулочных и роликовых цепей - $da = t / [\text{ctg}(180^\circ/z) + 0,58...0,5]$
Для зубчатых цепей - $da = t \text{ctg}(180^\circ/z)$
3. Передаточное отношение - $i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = z_1 / z_2$

Рекомендуемое число зубьев меньшей звездочки Z_1

Таблица 1

Типы цепи	Z_1 при передаточном отношении i
-----------	--------------------------------------

Втулочная и роликовая Зубчатая	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	6	Z min
	31..27	27..25	25..23	23..21	21..17	17..15	13(9)
	35..32	32..30	30..27	27..23	23..19	19..17	17(13)

Значения допускаемого давления [p] для роликовых цепей

Таблица 2

Частота вращения, n1, мин	[p], Мпа, при Z1=15...30 и t, мм			
	12,7	19,05	31,75	44,45
	15,875	25,40	38,10	50,80
50	34,3	37,3	344,3	34,3
200	30,9	29,4	28,1	25,7
400	28,1	25,7	23,7	20,6
600	25,7	22,9	20,6	17,2
800	23,7	20,6	18,1	14,7
1000	22,7	18,6	16,3	-
1200	20,6	17,2	14,7	-
1600	18,1	14,7	-	-
2000	16,3	-	-	-
2400	14,7	-	-	-
2800	13,4	-	-	-

Примечание: Для цепей с нерегулируемым или периодически регулируемым натяжением значения [p] ниже табличных на 20%.

При $\gamma > 60^\circ$ табличные значения [p] уменьшить на 10...20%.

Значение коэффициентов K1, K2, K3, K4, K5

Таблица 3

K1 – динамический коэффициент: K1 = 1 при спокойной нагрузке;

K1 = 1,2,...1,5 при толчках.

K2 – коэффициент смазки: K2 = 0,5 при непрерывной,

K2 = 1 при капельной;

K2 = 1,5 при периодической смазке цепной передачи.

K3 – коэффициент продолжительности работы:

K3 = 1 при односменной;

K3 = 1,25 при двухсменной;

K3 = 1,45 при трехсменной работе цепной передачи.

K4 – коэффициент длины цепи: K4 = 1 при $a = (30..50) t$;

K4 = 0,8 при $a = (60..80) t$;

K5 – коэффициент способа регулирования натяжения цепи:

K5 = 1 при регулировании отжимными опорами

K5 = 1,1 при регулировании нажимными роликами или отжимными звездочками;

K5 = 1,25 для нерегулируемой передачи.

Природные цепи ПР (приводные роликовые однорядные, ГОСТ 13568-75)

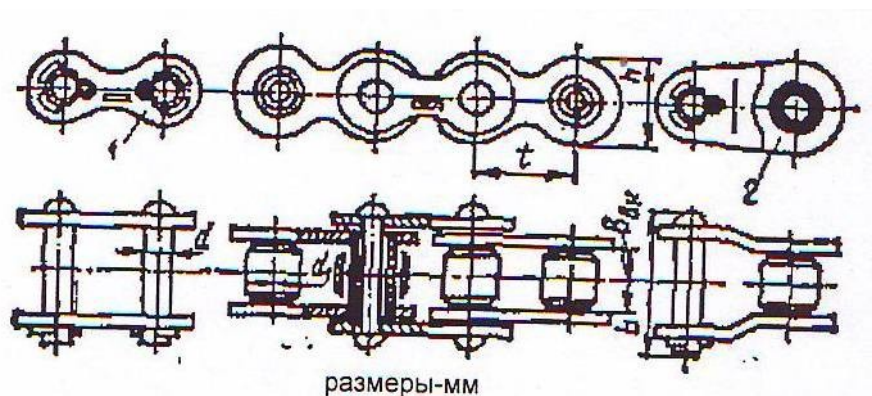


Таблица 4

Обозначение цепи	Шаг цепи t , мм	$B_{вн}$, не менее	d	$d1$	h , не более	b , не более	$b1$, не более	Разрушаю щая нагрузка.	Масса 1м цепи, q , кг/м
ПР-8-460	8,00	3,00	2,31	5,00	7,5	12,0	7	4,6	0,20
ПР-9,525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17,0	10	9,1	0,45
ПР-12,7-900-1	12,70	2,40	3,66	7,75	10,0	8,7	-	9,0	0,30
ПР-12,7-900-2	12,70	3,30	3,66	7,75	10,0	12,0	7	9,0	0,35
ПР-12,7-1820-1	12,70	5,40	4,45	8,51	11,8	19,0	10	18,2	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,70	7,75	4,45	8,51	11,8	21,0	11	18,2	0,75
ПР-15,875-2270-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20,0	11	22,7	0,80
ПР-15,875-2270-2	15,876	9,65	5,08	10,16	14,8	24,0	13	22,7	1,00
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33,0	18	31,8	1,90
ПР-25,4-5670	25,40	15,88	7,95	15,88	24,2	39,0	22	56,7	2,60
ПР-31,75-8850	31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46,0	24	88,5	3,80
ПР-38,1-12700	38,10	25,40	11,10	22,23	36,2	58,0	30	127,0	5,50
ПР-44,45-17240	44,45	25,40	12,70	25,70	42,4	62,0	34	172,4	7,50

Приводные цепи 2ПР (приводные роликовые двухрядные ГОСТ 13568-75)

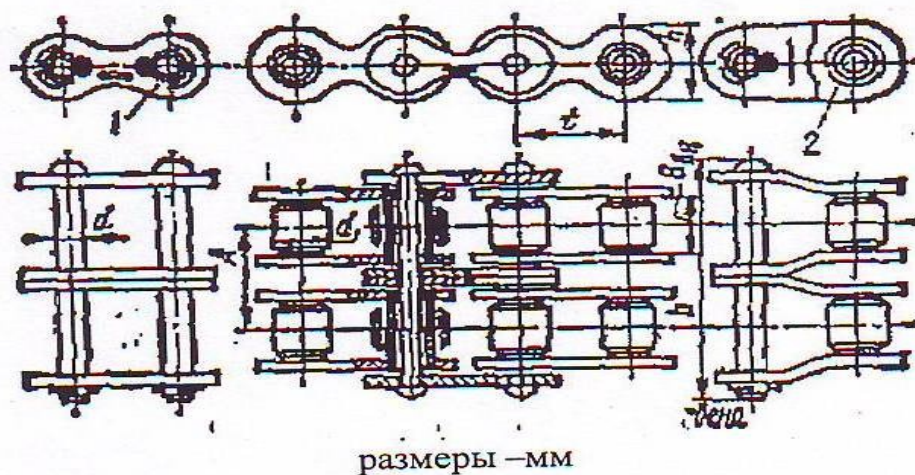


Таблица 5

Обозначение цепи	Шаг цепи t , мм	Ввн, не менее	d	$d1$	h , не более	b , не более	$b1$, не более	Разрушаю щая нагрузка, О _{кН}	Масса l_m цепи, q ,
2ПР-12,7-3180	12,70	7,45	4,45	8,51	13,9	11,8	35	11 31,8	1,4
2ПР-15,875-4540	15,875	9,65	5,08	10,16	2	14,8	41	13 45,4	1,9
2ПР-19,05-7200	19,05	12,70	5,88	11,91	16,5	18,2	54	18 73,0	3,8
2ПР-25,4-11340	25,40	15,88	7,95	15,88	9	24,21	68	22 113,4	5,0
2ПР-31,75-17700	31,75	19,05	9,55	19,05	25,5	30,21	82	24 177,0	7,3
2ПР-38,1-25400	38,10	25,4	11,12	22,23	0	36,2	104	30 254,0	11,0
2ПР-44,45-34480	44,45	25,40	12,72	25,40	29,2	42,4	110	34 314,0	14,4
					9				
					35,7				
					6				
					45,4				
					4				
					48,8				
					7				

ПРИМЕР РАСЧЕТА

1. Вычертить кинематическую схему передачи.
2. Определить передаточное отношение. $i=n1/n2$
3. По таблице 1 выбираем число зубьев меньшей звездочки (рекомендуется применять нечетное число/зубьев). $Z=$ шт.
4. Определить число зубьев большей звездочки. $Z2=i*Z1$ шт. Применять большее число зубьев.
5. Найти расчетный шаг цепи. $t=6\sqrt{(K*P1)/(Z1*n1*[P]*u)}$ мм;
где K – коэффициент нагрузок (см. таблицу 3). $K=K1*K2*K3*K4*K5 =$
 $K1$ – динамический коэффициент
 $K2$ – коэффициент смазки
 $K3$ – коэффициент продолжительности работы
 $K4$ – коэффициент длины цепи
 $K5$ – коэффициент способа регулирования натяжения цепи
По таблице 2 интерполированием определить размер допускаемого давления $[P]$, предполагая, что шаг цепи находится в пределах $t =$ мм.
Следовательно $[P] =$ Мпа.
Число рядов цепи $u=1$ при передаче мощности до **20....30** кВт
рекомендуется принимать однорядную цепь.
Итак, по таблице 4 принимаем цепь: $t=$ мм (тип ПР.Гост 13568-75)
6. Определить скорость цепи: $V=(t*Z1*n1)/60$ м/с
7. Назначить межосевое расстояние, ориентируясь на рекомендуемое:
 $a=(30...50)*t=30*t...50*t$ мм.
8. Вычислить число звеньев W цепи и ее длину L .
 $W=(2a/t)+[(Z1-Z2)/2]+[(Z2-Z1)/2\pi]^2*[t/a]$ шт.
Принять (рекомендуется брать четное число звеньев цепи) округлить до четного числа межосевое расстояние, а незначительно изменится, чем можно пренебречь:
 $L=W*t$ мм.
9. Определить силу ведущей ветви цепи:

Окружная сила $F_t = P_1/V$ Н.

Центробежная сила при массе 1м выбранной цепи $q =$ кг. (таблица 4)

$$F_v = q_m * V^2 = \text{Н.}$$

Сила от провисания ведомой ветви цепи: $F_f = K_f * q_m * q * a$ Н.

где: K_f – коэффициент провисания.

$$K_f = 6 \quad \gamma = 0^\circ$$

$$K_f = 4..2 \quad \gamma = 20...50^\circ$$

$$K_f = 2...1,5 \quad \gamma = 50...70^\circ$$

$$K_f = 1 \quad \gamma = 90^\circ$$

γ – угол с горизонтом для данной передачи.

Следовательно, $Q_1 = F_t + F_v + F_f$ Н.

10. В выбранной цепи проверить давление в шарнирах.

Определить площадь проекции шарнира в цепи:

$$S = (0,25...0,30) * t^2 * u \text{ мм}^2$$

$$\text{Принять } S = \text{мм}^2; \text{ получим } P = K * F_t / S = \text{Мпа} < [p] = \text{Мпа}$$

11. Определить нагрузку на валы и их опоры (подшипники):

$$F = 1,15 * F_t = \text{Н.}$$

12. Вычислить делительные диаметры звездочек:

$$d_1 = t / [\sin(180 / Z_1)] = \text{мм.}$$

$$d_2 = t / [\sin(180 / Z_2)] = \text{мм.}$$

13. Условное обозначение запроектированной цепи:

Цепь т.е. приводная роликовая цепь с шагом $t =$ мм. И разрушающей нагрузкой.

Контрольные вопросы

1. Как определяется передаточное число цепной передачи.
2. Какие преимущества и недостатки имеет цепные передачи перед клиноременными.
3. В каких случаях целесообразно применять цепную передачу.
4. Перечислите типы приводных цепей.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 16

ТЕМА: Общие сведения о редукторах.

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: Изучение конструкции цилиндрического зубчатого редуктора и определение его основных параметров.

Цель работы:

1. Закрепить теоретические знания о цилиндрических зубчатых редукторах.
2. Приобрести практические навыки по определению основных параметров цилиндрических зубчатых редукторов.
3. Отработать первичные практические навыки по расчёту размеров и сил в зацеплении закрытой косозубой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора.
4. Углубить, обобщить теоретические знания по теме.

ЗАДАНИЕ. Рассчитать основные параметры, размеры и силы в зацеплении закрытой косозубой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора с прирабатывающимися зубьями привода конвейера

Данные для расчета взять из ПР№12 и занести в табл. 23

Таблица №23. Исходные данные зубчатой передачи

Передача	Мощность на быстроходном валу (б/х), P_1 , кВт	Передаточное число, $u_{\text{зуб}}$	КПД, $\eta_{\text{зуб}}$	Частота вращения б/х вала, n_1 , об/мин	Вращающий момент на б/х валу, M_1 , Н·м
Зубчатая					

ХОД РАБОТЫ

Рассчитать основные параметры, размеры и силы в зацеплении закрытой косозубой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора с прирабатывающимися зубьями привода конвейера:

1 Предварительный расчет:

- 1.1 Выбрать материал шестерни и колеса.
- 1.2 Определить базовый предел контактной выносливости.
- 1.3 Определить допускаемые контактные напряжения.

- 1.4 Определить условное допускаемое контактное напряжение.
- 1.5 Определить базовый предел выносливости зубьев при изгибе.
- 1.6 Определить допускаемое напряжение изгиба зубьев.

2.Проектировочный расчет:

- 2.1 Определить межосевое расстояние.
- 2.2 Определить ширину зубчатого венца, b_i .
- 2.3 Определить нормальный модуль зубьев колес, m .
- 2.4 Определить угол наклона зубьев.
- 2.5 Определить суммарное число зубьев.
- 2.6 Определяем числа зубьев колес.
- 2.7 Определяем фактический угол наклона зуба

3. Расчет геометрических, кинематических и силовых параметров передачи.

- 3.1 Определяем делительный диаметр зубьев колес.
- 3.2 Определяем диаметр вершин зубьев колес.
- 3.3 Определяем диаметр впадин зубьев колес.
- 3.4 Определяем окружную скорость колес.
- 3.5 Определяем усилия в зубчатом зацеплении.

Рассчитанные параметры зубчатой передачи заносят в контрольную таблицу
На чертежной бумаге изобразить схему цилиндрической зубчатой передачи.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: аудитория.

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор.
- Чертежные принадлежности.

ЛИТЕРАТУРА:

1. А.А. Эрдеди «Детали машин»- М.: Издательский центр «Академия», 2003.- стр.154-171.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 17

ТЕМА: Валы и оси.

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: Проектировочные и проверочные расчеты валов.

Цель практического занятия:

- Закрепить теоретические знания по проектному расчёту валов из условия прочности.
- Приобрести практические навыки по проведению проектного расчёта валов из условия прочности.
- Отработать первичные практические навыки по проектному расчёту валов из условия прочности.
- Углубить, систематизировать, обобщить теоретические знания по теме проектный расчёт валов.

ЗАДАНИЕ. Рассчитать ведомый вал одноступенчатого редуктора привода конвейера. Расположение опор относительно зубчатых колес симметрично. Сила, действующая на вал со стороны цепной передачи $F_{\text{цеп}}$, направлена под углом $\Theta = 30^\circ$ к горизонту. Зубчатое колесо вращается по ходу часовой стрелки, если смотреть на него со стороны звездочки

Таблица №24 Исходные данные

Силы в зацеплении, Н			Делительный диаметр зубчатого колеса; d_2 , мм	Ширина венца зубчатого колеса; b_2 , мм	Вращающий момент на валу колеса; M_2 , Н·м
F_{t2}	F_{r2}	F_{a2}			

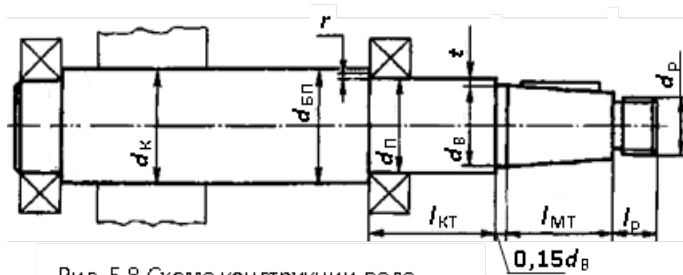


Рис. 5.8 Схема конструкции вала

ХОД РАБОТЫ

1. Провести ориентировочный проектный расчёт быстроходного и тихоходного валов.
2. Назначить, согласно заданию размеры ступеней валов.
3. Выполнить эскизы валов по выполненным расчётам.
4. Оформить отчёт.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 2 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика».

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор. Чертежные принадлежности.

ЛИТЕРАТУРА 1. А.А. Эрдеди «Детали машин»- М.: Издательский центр «Академия», 2003.- стр.220-245.

2.В.П.Олофинская «Детали машин» краткий курс и тестовые задания- М: ФОРУМ,2010.-стр. 54-73

Задание: Рассчитать ведомый вал одноступенчатого редуктора привода конвейера.

Расположение опор относительно зубчатых колес симметрично. Сила, действующая на вал со стороны цепной передачи $F_{цеп}$, направлена под углом $\Theta = 30^\circ$ к горизонту. Зубчатое колесо вращается по ходу часовой стрелки, если смотреть на него со стороны звездочки.

Таблица 1: Исходные данные

Силы в зацеплении, Н			Делительный диаметр зубчатого колеса; d_2 , мм	Ширина венца зубчатого колеса; b_2 , мм	Вращающий момент на валу колеса; M_2 , Н·м
F_{t2}	F_{r2}	F_{a2}			

Все полученные значения параметров, без указаний, округляют до ближайшего большего стандартного числа по ГОСТ 6636-69 (целого четного или кратного 5).

1. Проектировочный расчет вала

1.1 Выбираем материал вала. Для изготовления вала принимаем сталь 45с $[\tau_k]=20\text{МПа}$; $[\sigma_{.1и}]=65\text{МПа}$.

1.2 Определяем диаметр выходного конца вала из расчета на кручение, $d_в$,

$$\text{мм: } d_в \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2}{0,2 \cdot [\tau_k]}}, \text{ округляем значение диаметра до ближайшего}$$

большого стандартного: 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85.

1.3 Определяем диаметр вала в местах расположения подшипников, d_n , мм: $d_n = d_g + 2 \cdot t$, где t – высота заплечика подшипника, выбирается из таблицы 5.14.

Расчетное значение d_n округляют до ближайшего большего числа делящегося на «5»

1.4 Определяем диаметр вала в месте установки зубчатого колеса d_k , мм: $d_k = d_n + 3 \cdot r$, где r – координата фаски подшипника, выбирается по таблице 5.14.

1.5 Определяем длину посадочного конца вала под звездочку, l_{MT} , мм: $l_{MT} = 1,5 \cdot d_g$

1.6 Определяем длину промежуточного участка тихоходного вала, l_{KT} , мм: $l_{KT} = 1,2 \cdot d_n$

1.7 Определяем диаметр наружной резьбы конического конца вала, d_p , мм: $d_p = 0,9 \cdot [d_g - 0,1 l_{MT}]$

Примечание: Входной и выходной валы редукторов имеют цилиндрические или конические консольные участки для установки полумуфт, шкивов, звездочек, зубчатых колес. Размеры консольных участков стандартизированы: ГОСТ 12080-66 «Концы валов цилиндрические»; ГОСТ 12081-72 «Концы валов конические».

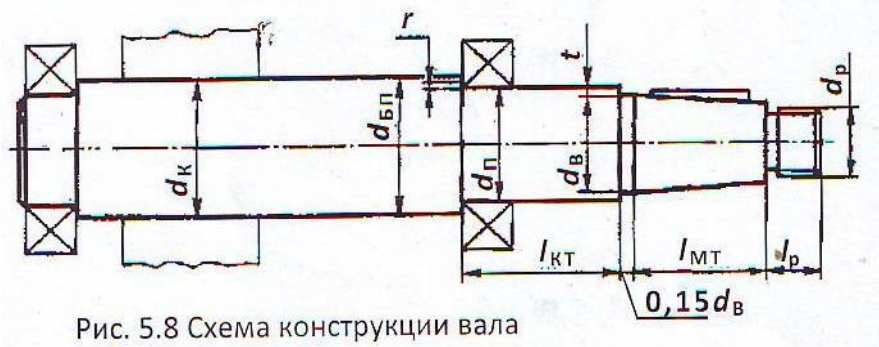


Рис. 5.8 Схема конструкции вала

Таблица 2. Справочные параметры для конструирования вала.

Параметры	Значения, мм									
d_B	17-23	24-31	32-39	40-44	45-51	52-59	60-66	67-79	80-89	90-95
$t_{\text{цил}}$	3,0	3,5	3,5	3,5	4,0	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
$t_{\text{кон}}$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9
r	1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	2,7	4,0

1.8 Эскизная разработка конструкции вала и оценка его размеров по чертежам рис.5.8, рис.5.9а конструктивно назначением: l_1, l_2, l_3 :

$$l_2 = l_3 = \frac{b_2}{2} + (20 \dots 30),$$

$$l_1 = l_2 + (10 \dots 20)$$

2. Проверочный расчет вала (см. рис. 5.9)

2.1 Определяем силу, действующую на вал со стороны цепной передачи, F_a, H : $F_a = F_{\text{цеп}} = 125 \cdot \sqrt{M_2}$

2.2 Силу F_a , с которой цепная передача действует на вал, раскладываем на составляющие в вертикальной и горизонтальной плоскостях (рис.5.9б)

$$F_{Ay} = F_A \cdot \sin \Theta = F_A \sin 30^\circ$$

$$F_{Ax} = F_A \cdot \cos \Theta = F_A \cos 30^\circ$$

II.3 Определяем изгибающие моменты в опасных сечениях¹ вала и строим эпюру в вертикальной плоскости (см. рис.5.9в). Определяем реакции опор, Н:

(¹В соответствии с формой вала предположительно опасными являются сечения вала, в которых имеются концентраторы напряжений: I-I- посадка с натягом внутреннего кольца подшипника на вал; II-II – канавка для выхода шлифовального круга; III-III – шпоночный паз.

²При несоответствии неравенства прочность вала в указанном сечении не обеспечивается.

$$\sum M_B = 0; F_{Ay} \cdot l_1 + F_t \cdot l_2 - R_{By} (l_2 + l_3) = 0; R_{By} = \frac{(F_{Ay} \cdot l_1 + F_t \cdot l_2)}{l_2 + l_3};$$

$$\sum M_{\Gamma} = 0; F_{Ay} (l_1 + l_2 + l_3) - R_{By} (l_2 + l_3) - F_t \cdot l_3 = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{Ay} (l_1 + l_2 + l_3) - F_t \cdot l_3}{l_2 + l_3}$$

Определяем значения изгибающих моментов в опасных сечениях, Н·м:

$$\text{Точка Б, сеч. I-I, справа, } M_{xB} = F_{Ay} \cdot l_1$$

$$\text{Точка В, сеч. III-III, справа, } M_{xB} = F_{Ay} \cdot (l_1 + l_2) - R_{By} \cdot l_2$$

$$\text{Точка В, сеч. III-III, слева, } M_{xB} = R_{By} \cdot l_3$$

II.4 Определяем изгибающие моменты в опасных сечениях вала и строим эпюру в горизонтальной плоскости (см.рис.5.9г.):

$$\sum M_B = 0; F_{Ax} \cdot l_1 - F_r \cdot l_2 - F_a \cdot \frac{d_2}{2} - R_{Bx} (l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{Ax} \cdot l_1 - F_r \cdot l_2 - F_a \cdot \frac{d_2}{2}}{l_2 + l_3}$$

$$\sum M_{\Gamma B} = 0;$$

$$F_{Ax} (l_1 + l_2 + l_3) - R_{Bx} (l_2 + l_3) + F_r \cdot l_3 - F_a \cdot d_2 / 2 = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{Ax} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + F_r \cdot l_3 + F_a \cdot \frac{d_2}{2}}{l_2 + l_3}$$

II.5 Определяем значения изгибающих моментов в опасных сечениях, Н·м:

$$\text{Точка Б, сеч. I-I, справа, } M_{xB} = F_{Ay} \cdot l_1$$

$$\text{Точка В, сеч. III-III, справа, } M_{xB} = F_{Ay} \cdot (l_1 + l_2) - R_{By} \cdot l_2$$

$$\text{Точка В, сеч. III-III, слева, } M_{xB} = R_{By} \cdot l_3$$

II.6 Определяем крутящие моменты, Н·м, в опасных сечениях (см. рис.5.9,д)

$$M_{KB} = M_{KB} = M_{KA} = M_2$$

II.7 Определяем эквивалентный изгибающий момент в точке Б, Н·м:

$$M_{\text{экв III Б}} = \sqrt{M_{xB}^2 + M_{yB}^2 + M_{KB}^2}$$

II.8 Определяем диаметр посадочного места под подшипник, d_{pB} , мм из упрощенного проверочного расчета вала на усталость:

$$d_{pB} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв III Б}}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1u}]}}$$

Сравниваем расчетный диаметр посадочного места под подшипник (см.п.2.6) с принятым из конструктивных рекомендаций (см.п.1.3) $d_{pB} \leq d_n^2$

II.9 Определяем эквивалентный изгибающий момент в точке В, Н·м:

$$M_{\text{экв III В}} = \sqrt{M_{xB}^2 + M_{yB}^2 + M_{KB}^2}$$

2.10 Определяем диаметр посадочного места под зубчатое колесо, d_{pB} , мм. из упрощенного проверочного расчета вала на усталость:

$$d_{pB} = \sqrt[3]{\frac{M_{экв III B}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1u}]}}$$

Сравниваем расчетный диаметр посадочного места под зубчатое колесо (см.п.2.8) с принятым из конструктивных рекомендаций (см.п.1.4) $d_{pB} \leq d_K$

Рассчитанные параметры вала зубчатой передачи заносят в контрольную таблицу 5.15.

Параметры ведомого вала зубчатой передачи

Таблица 3.

Параметры	Значения
Диаметр выходного конца вала, мм	d_B
Диаметр посадочного места под подшипник, мм	$d_{П}$
Диаметр посадочного места под зубчатое колесо, мм	d_K
Нагрузки, действующие на подшипник, кН	$F_{a2}; R_{Бх}; R_{Гх}; R_{Бу}; R_{Гу}$

КОНСТРУКЦИЯ ВАЛА

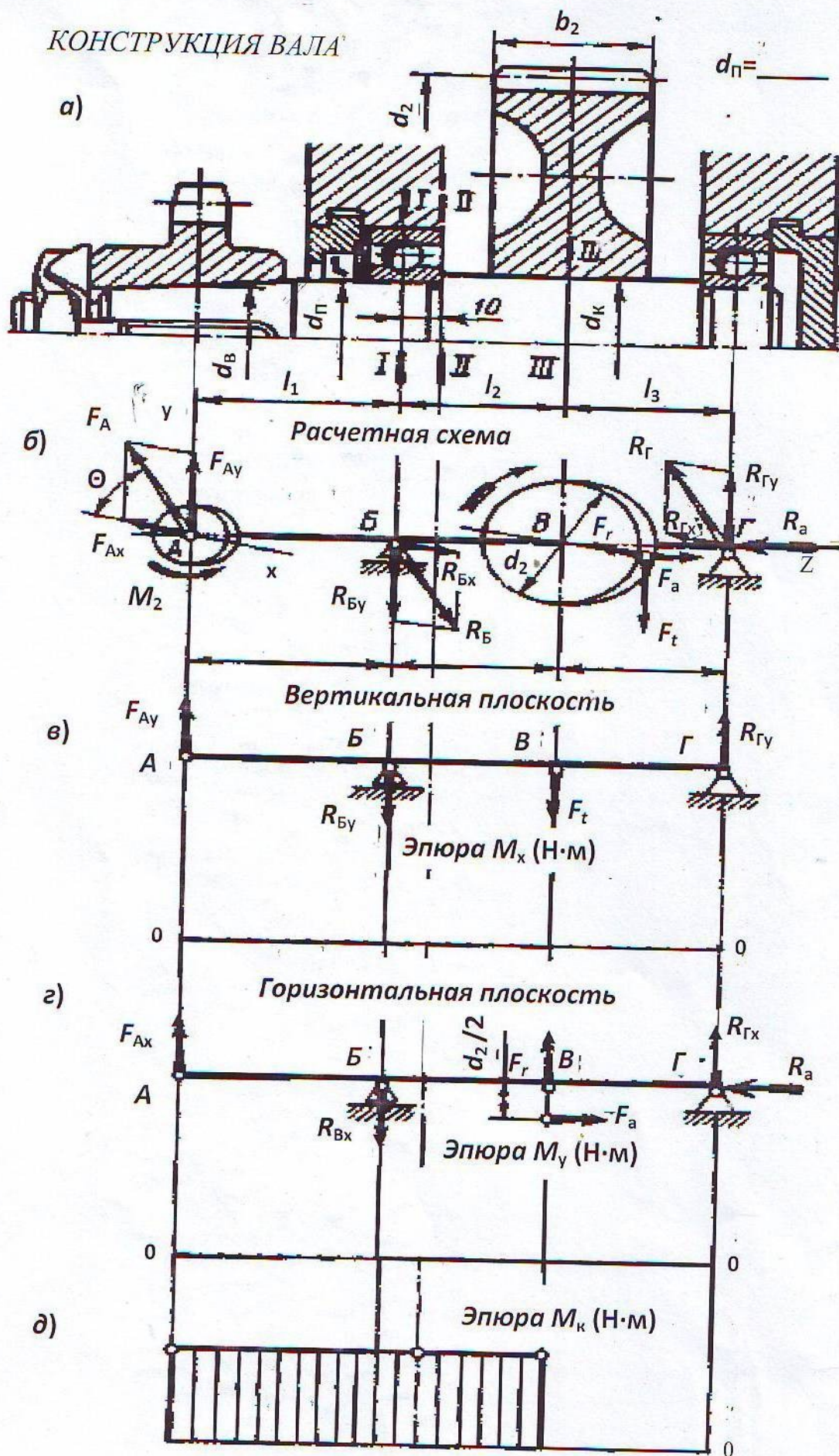


Рис. 5.9 Схема к расчету вала

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 18

ТЕМА: Валы и оси.

НАИМЕНОВАНИЕ РАБОТЫ: Изучение конструкций привода и выполнение его кинематического расчета.

Цель работы:

1. Закрепить теоретические знания по определению кинематических и силовых соотношений в передаточных механизмах.
2. Приобрести практические навыки по определению передаточного отношения, КПД, вращающего момента для всех ступеней многоступенчатого привода.
3. Отработать первичные практические навыки по выбору типа механической передачи.
4. Уметь произвести кинематический и силовой расчеты многоступенчатой передачи.

ЗАДАНИЕ. Рассчитать привод конвейера линии ТО-1 и ЕО автомашин.

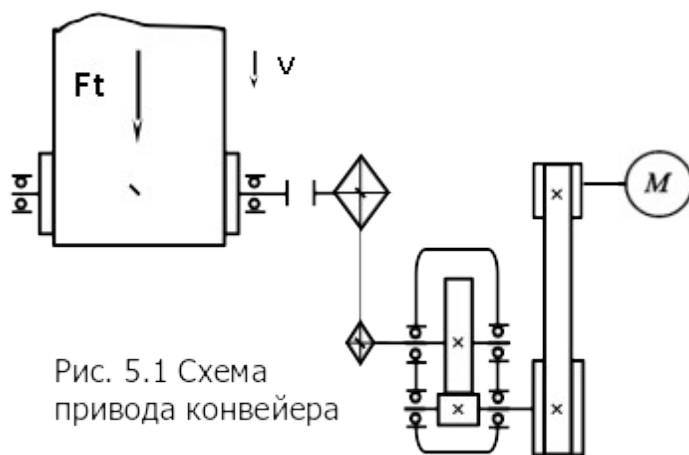


Рис. 5.1 Схема привода конвейера

Лента конвейера (см. рис. 5.1)

передает тяговую силу F_t и

перемещается со скоростью v .

Диаметр барабана конвейера D .

Режим нагрузки постоянный;

редуктор предназначен для

длительной эксплуатации и

мелкосерийного производства с нереверсивной передачей. Данные своего варианта взять из таблицы №16 и занести в таблицу №17

Таблица №16. Значения параметров задания

Тяговая сила; F_t , кН	20	42	22	30	35	28	Передаточное число передачи		Диаметр барабана, D_6 , мм
Скорость перемещения ленты; v , м/с	0,16	0,30	0,25	0,19	0,22	0,15	зубчатой	цепной	
№ варианта задания	01	02	03	04	05	06	4	5	260
	07	08	09	10	11	12	5	4	280
	13	14	15	16	17	18	4	5	300

	19	20	21	22	23	24	5	4	320
	25	26	27	28	29	30	4	5	340
	31	32	33	34	35	36	5	4	360

Таблица №17. Данные своего варианта

№ варианта	Скорость перемещения ленты конвейера; v , м\с	Тяговая сила; F_t , кН	Диаметр барабана; D_6 , мм	Передаточное число передачи; u_i	
				зубчатой	цепной

ХОД РАБОТЫ

- I. Подобрать электродвигатель для привода конвейера.
- II. Выполнить схему привода.
- III. Рассчитать его основные кинематические параметры:
 1. Определить требуемую мощность электродвигателя.
 2. Определить частоту вращения ведомого вала привода конвейера.
 3. Подбираем электродвигатель из соотношения $P_{дв} \leq P_d$.
 4. Определить общее передаточное число привода.
 5. Определить передаточное число ременной передачи привода конвейера.
 6. Определить частоту вращения быстроходного вала редуктора.
 7. Определить частоту вращения тихоходного вала редуктора.
 8. Определить вращающий момент на валу двигателя привода.
 9. Определить вращающий момент на быстроходном валу редуктора.
 10. Определить вращающий момент на тихоходном валу редуктора.
 11. Определить вращающий момент на ведомом валу привода.
- IV. Оформить отчет.

НОРМА ВРЕМЕНИ: 4 часа

МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ: учебный кабинет «Техническая механика»

ОСНАЩЕНИЕ РАБОЧЕГО МЕСТА:

- Инструкционная карта.
- Калькулятор. Чертежные принадлежности.

ЛИТЕРАТУРА: 1. А.А. Эрдеди «Детали машин»- М.: Издательский центр «Академия», 2003.- стр.64-68.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Методическое пособие написано в соответствии с требованиями Государственных образовательных стандартов и рабочей программы по «Технической механике» для студентов специальности 110809.51 «Механизация сельского хозяйства ».

В нем кратко и доступно изложены основные требования и методические рекомендации к выполнению практических заданий, составлены карточки с заданиями и представлены эталоны ответов.

Это обеспечивает индивидуальный подход к обучению студентов, дает хороший эффект при изучении такой достаточно сложной дисциплины как «Техническая механика».

ПЕРЕЧЕНЬ УЧЕБНЫХ ИЗДАНИЙ, ИНТЕРНЕТ-РЕСУРСОВ, ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Основные источники:

1. Вереина Л.И. Техническая механика: учебник / Л.И.Вереина, - 3-е изд.- М.: Академия, 2011.- 288 с.
2. Олофинская, В.П. Техническая механика: Курс лекций с вариантами практических и тестовых заданий: учебное пособие / В.П. Олофинская.-3-е изд. – М.: Форум: Инфра-М, 2008.- 349 с.
- 3 .Олофинская, В.П. Детали машин. Краткий курс и тестовые задания: учеб. пособие / В.П. Олофинская. -2-е изд. испр. и доп. – М. Форум, 2010.- 208 с.

Дополнительные источники:

1. Эрдеди А.А. Эрдеди Н.А. Теоретическая механика. Сопротивление материалов.- Р-н-Д; Феникс, 2007. 320 с.
2. Эрдеди А.А., Эрдеди Н.А. Детали машин- М.: Академия, 2003. 285 с.

Интернет-ресурсы:

Техническая механика, основы технической механики.

- Режим доступа:1. <http://www.ostemex.ru>

<http://www.teoretmech.ru/>

2. <http://www.detalmach.ru/>

3. <http://mysopromat.ru/>

4. <http://www.soprotmat.ru/>

5. <http://www.toehelp.ru/theory/sopromat/>

Периодические издания:

- 1.«Популярная механика» журнал.
2. «Юный техник» журнал.