МИНИСТЕРСТВО ОБЩЕГО И ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СВЕРДЛОВСКОЙ ОБЛАСТИ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ СВЕРДЛОВСКОЙ ОБЛАСТИ «КАМЫШЛОВСКИЙ ТЕХНИКУМ ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ТРАНСПОРТА»

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ К ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ «Техническая механика»

для студентов специальности
13.02.11. «Техническая эксплуатация и обслуживание электрического и электромеханического оборудования»

Составил:
преподаватель спец. дисциплин
Ботвинко С. И.

Камышлов
2015 г.

АННОТАЦИЯ

Методические рекомендации к выполнению практических работ по учебной дисциплине «Техническая механика» предназначены для студентов специальности 13.02.11. «Техническая эксплуатация и обслуживание электрического и электромеханического оборудования».

Аудитория, на которую нацелена методическая разработка – это студенты первого курса, изучающие учебную дисциплину «Техническая механика» по профессии 13.02.11. «Техническая эксплуатация и обслуживание электрического и электромеханического оборудования».

Данная разработка может быть использована в рамках основных программ профессиональной подготовки, переподготовки и повышения квалификации по профессии «Техническая эксплуатация и обслуживание электрического и электромеханического оборудования», при изучении учебной дисциплины «Техническая механика».

Оглавление

Введение 5

1. Практическая работа по теме «статика». Аксиомы статики. Система сил связи и их реакции. Плоская система сил. Сложение двух сил. Разложение сил. Пространственная система сил. Центр тяжести. Определение центра тяжести. 6
2. Определить силу тяготения 6
3. Определение центра тяжести 7
4. Способы сложения двух сил 11
5. Равновесие плоских систем сил. 11
6. Пространственная система сил 13
7. Практическая работа по теме «кинематика». Плоское движение твердого тела. Преобразование движений. Решение задач. 13
8. Кинематика точки 13
9. Частные случаи движения материальной точки 13
10. Преобразование движений твердого тела 13
11. Решение задач 14
12. Сохранения. Элементы теории моментов и инерции 15
13. Практическая работа по теме динамика. Законы сохранения. Решение задач. 15
14. Динамика 15
15. Решение задач 15
16. Задача 15
17. Задача 16
18. Практическая работа по теме «сопротивление материалов». Классификация нагрузок. Растяжение и сжатие. Механические характеристики материалов. Расчет на прочность при растяжении и сжатии. 17
19. Расчет на прочность при изгибе 17
20. Расчет прочности при изгибе, прямой и поперечный изгиб 24
21. Растяжение и сжатие 29
22. Расчеты на прочность при растяжении и сжатии 29
23. Решение задач 29
24. Решение задач 29
25. Решение задач 30
26. Практическая работа по теме «детали машин». Машиностроительные материалы. Детали вращательного движения. Соединения: разъёмные и неразъемные. Подшипники. Виды передач. 31
27. Детали вращательного движения 31
28. Детали вращательного движения 39

29. Машиностроительные материалы 46
30. Машиностроительные материалы 50
31. Машиностроительные материалы 52
32. Задачи для решения 59
33. Задачи для решения 60
34. Задачи для решения 61
35. Изучение конструкции цилиндрического зубчатого редуктора, применяемого в приводе станка - качалки.....62
36. Определение параметров прямозубого зубчатого колеса 73
37. Изучение конструкции червячного редуктора 80
ЗАКЛЮЧЕНИЕ 89
Список литературы 90

Введение

Методические указания по проведению практической работы разработаны согласно рабочим программам по учебной дисциплине «Техническая механика» (дисциплина выходит в общепрофессиональный цикл) и требованиям к умениям и знаниям Федерального государственного образовательного стандарта среднего профессионального образования 13.02.11. «Техническая эксплуатация и обслуживание электрического и электромеханического оборудования». Практическая работа направлена на освоение следующих умений и знаний согласно ФГОС СПО.

Уметь:

- выбирать типы механических передач
- выбирать конструкцию редуктора
- выполнять кинематические, геометрические и силовые расчеты

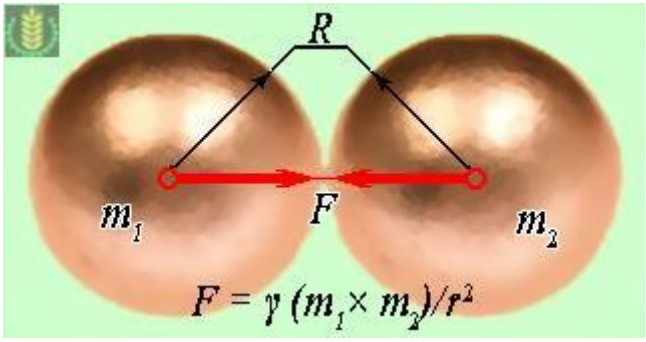
Знать:

-виды механических передач, методы кинематического и силового расчета
- методы расчета параметров механических передач

Методические указания по выполнению практической работы содержат теоретические основы, которыми студенты должны владеть перед проведением практической работы.

Практическая работа по теме «статика». Аксиомы статики. Система сил связи и их реакции. Плоская система сил. Сложение двух сил. Разложение сил. Пространственная система сил. Центр тяжести. Определение центра тяжести.

Определить силу тяготения
двух соприкасающихся медных шаров радиусом R = 1 м каждый.



Решение.

Решение задачи основывается на законе всемирного тяготения, согласно которому все тела притягиваются друг к другу с силой, прямо пропорциональной их массам и обратно пропорциональной квадрату расстояния между ними:

$$\boldsymbol{F = \gamma\ (m_1 \times m_2)/r^2},$$

где: $\boldsymbol{F}$ – сила притяжения между шарами, $\boldsymbol{m_1}$ и $\boldsymbol{m_2}$ – масса шаров *(очевидно, что они равны между собой)*, $\boldsymbol{r}$ – расстояние между центрами масс шаров (в данном случае оно равно $\boldsymbol{2R}$ – двум радиусам шаров), $\boldsymbol{\gamma}$ — гравитационная постоянная = $6{,}67\times10^{-11}$ *м*^{3}/(*кг* • *сек*^{2}). Массы шаров можно найти, подсчитав их объем (объем шара $\boldsymbol{V = 4/3\ \pi R^3}$) и умножив на удельную плотность меди $\boldsymbol{\rho}$ = *8,93 г/см*^{3}= *8930 кг/м*^{3}. Тогда получим:

$$\boldsymbol{F = \gamma\ (m_1 \times m_2)/r^2} = 6{,}67\times10^{-11} \times (8930\times4/3\times3{,}14\ \times1^3)^2/(2\times1)^2 \approx 0{,}0231\ Н.$$

Задача решена.

Определение центра тяжести

Цель работы

Сравнение результатов расчётного и экспериментального определения модуля равнодействующей системы сходящихся сил.

Теоретическое обоснование

Если линии действия всех сил системы сходятся в одной точке, то это **система сходящихся сил.** Для любой системы сходящихся сил всегда можно найти одну силу, которая эквивалентна всей системе сил. Сила, которая эквивалентна системе сил, называется **равнодействующей системы сил.**

Вектор равнодействующей равен геометрической сумме векторов всех сил системы: $\vec{R}=\sum_{i=1}^{n}\vec{F}_i$

Многоугольник, который получается при сложении векторов сил системы называется **силовым многоугольником** (рис. 1). Вектор равнодействующей в силовом многоугольнике является замыкающей стороной и направлен от начала первого вектора к концу последнего вектора силы.

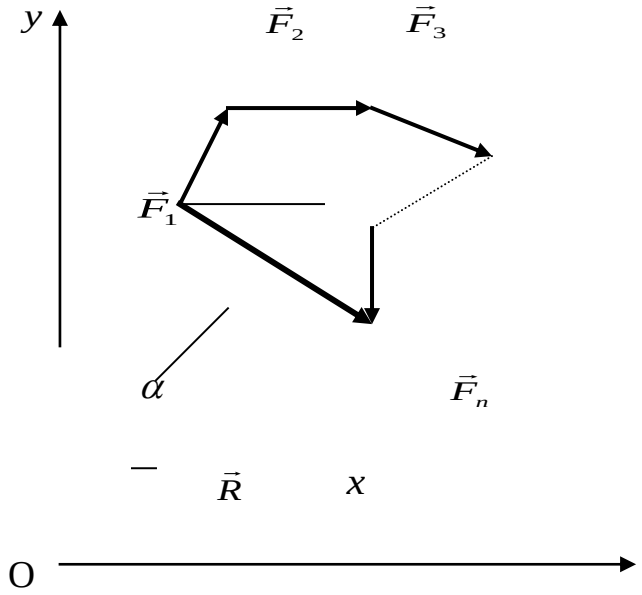


Рис. 1. Силовой многоугольник

Модуль вектора равнодействующей можно определить через его проекции на координатные оси:

$$R_x = \sum_{i=1}^{n} F_{ix};$$

$$R_y = \sum_{i=1}^{n} F_{iy};$$

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2},$$

где: R_x, R_y - проекции вектора равнодействующей на оси координат;

F_{ix}, F_{iy} - проекции векторов сил системы на оси координат.

Угол между линией действия вектора равнодействующей и осью x определяется по формуле:

$$\alpha = arctg \frac{R_y}{R_x}$$

Порядок выполнения работы

1. Студент получает от преподавателя индивидуальное задание и заносит его в таблицу 1.

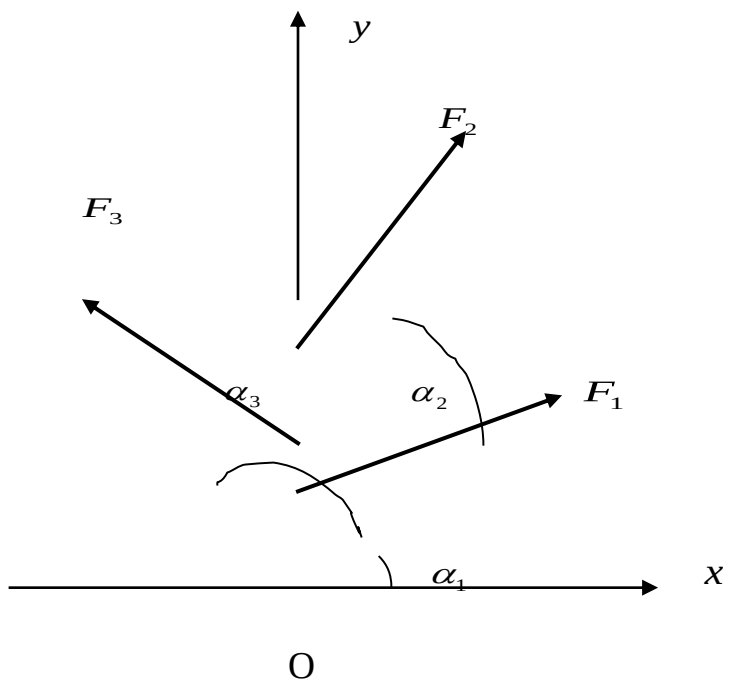
Таблица 1.

F_1, Н	F_2, Н	F_3, Н	α_1,град.	α_2,град.	α_3 ,град.

Где: F_1, F_2, F_3 - модули сил системы сходящихся сил;

α_1, α_2, α_3 - углы между линиями действия сил и осью x.

2. Составляется расчётная схема:



Вычисляются проекции и модуль равнодействующей:

$$R_x = F_1\cos\alpha_1 + F_2\cos\alpha_2 + F_3\cos\alpha_3;$$

$$R_y = F_1\sin\alpha_1 + F_2\sin\alpha_2 + F_3\sin\alpha_3;$$

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}.$$

3. Вычисляется угол между линией действия вектора равнодействующей и осью x:

$$\alpha = arctg\frac{R_y}{R_x}.$$

4. Экспериментальное определение модуля равнодействующей и угла выполняется на опытной установке в следующей последовательности:

5. Подвижные каретки с блоками устанавливаются и закрепляются на диске опытной установки в соответствии с углами, записанными в таблице 1.

6. На нити, проходящие через блоки кареток, подвешиваются грузы, эквивалентные модулям сил, записанным в таблице 1.

7. Выбирается свободная каретка, к нити которой присоединяется динамометр. Путём перемещения каретки и натяжения нити через динамометр подбирается такое положение, когда остриё подвижной стойки установится точно в центре прозрачного экрана.

8. По показанию динамометра определяется модуль равнодействующей $R_{экс}$, а по шкале на диске опытной установки определяется угол $\alpha_{экс}$.

9. Оценивается сходимость результатов расчёта и эксперимента по формулам:

$$\Delta_R = \frac{R_{экс} - R}{R_{экс}} 100\%;$$

$$\Delta_\alpha = \frac{\alpha_{экс} - \alpha}{\alpha_{экс}} 100\%.$$

10. Составляется и оформляется отчёт о лабораторной работе по форме, приведённой в Приложении.

Контрольные вопросы:

1. Какая система сил называется системой сходящихся сил?
2. Что мы называем равнодействующей силой системы сил?
3. Чему равен вектор равнодействующей силы?
4. Как строится силовой многоугольник и какое место в нём занимает вектор равнодействующей?
5. Чему равен вектор равнодействующей уравновешенной системы сходящихся сил?
6. Как выглядит геометрическое условие равновесия системы сходящихся сил?
7. Что мы называем проекцией вектора силы на координатную ось?
8. Как вычислить величину проекции вектора, зная модуль вектора и угол между ним и координатной осью?
9. Как вычисляется модуль вектора равнодействующей аналитически?
10. Как выглядит аналитическое условие равновесия системы сходящихся сил?

Способы сложения двух сил

Определить натяжение нитий, удерживающих тело весом 5Н в равновесии.

Равновесие плоских систем сил.

Мост состоит из двух частей, связанных между собой цилиндрическим шарниром С и прикрепленных к береговым устоям шарнирами А и В. Вес каждой части моста $G_1 = G_2 = 130$ кН, их центры тяжести расположены на расстоянии 1,5 метра от каждой опоры и находятся в точках D и E. На мост воздействуют силы F_1 и F_2 от грузов, лежащих на мосту. Вес этих грузов F_1= 10 кН и F_2=40 кН. Определить давление в шарнире С и реакции в опорах А и В.

1. Цель работы – сравнение результатов расчётного и экспериментального определения модуля и линии действия равнодействующей плоской системы сходящихся сил.

2. Задание на работу.

Таблица 1

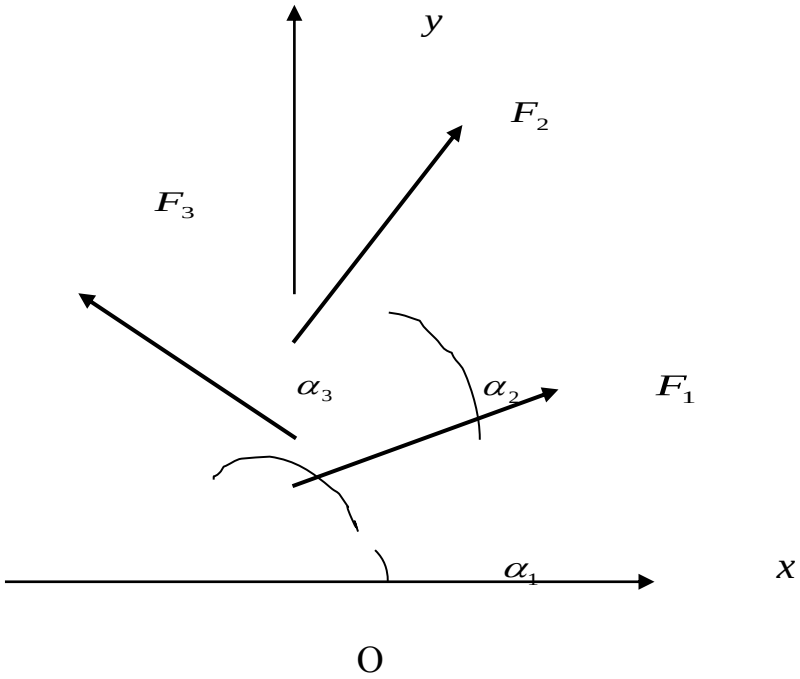
F_1, н	F_2, н	F_3, н	α_1,град.	α_2,град.	α_3,град.
5	4	7,5	20	50	140

где: F_1, F_2, F_3 - модули сил системы сходящихся сил;

α_1, α_2, α_3 - углы между линиями действия сил и осью x

3. Расчёт.

3.1. Расчётная схема согласно заданию (таблица 1)



3.1. Проекции и модуль равнодействующей:

$$R_x = F_1 + F_2 \cos\alpha_2 + F_3 \cos\alpha_3$$

$$R_y = F_2 \sin\alpha_2 + F_3 \sin\alpha_3$$

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = 9{,}4$$

3.2.Угол между линией действия равнодействующей и осью x:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{R_y}{R_x} = 0{,}624$$

4.Результаты эксперимента:

$$R_{экс} = 10H$$

$$\alpha_{экс} = 26{,}5188°$$

5.Сходимость результатов расчёта и эксперимента:

Пространственная система сил

На стальной вал диаметром d=0,4 метра действует крутящий момент $M_{кр}$= 500 кН·м. Определить, с какой силой нудно сжать тормозные колодки, обтянутые кожей, чтобы остановить вал.

Практическая работа по теме «кинематика». Плоское движение твердого тела. Преобразование движений. Решение задач.

Кинематика точки

Движение точки на плоскости задано уравнениями

X=2+4t;

y=-3+8t.

Определить траекторию движущейся точки, учитывая, что x и y заданы в сантиметрах, а время – в секундах.

Частные случаи движения материальной точки

Поезд движется равнозамедленно по закруглению радиусом R = 1 км. В начале участка поезд имел скорость 36 км/ч и полное ускорение a_0 = = 0,125 м/с2 . Определить скорость и ускорение поезда в конце криволи- нейного участка, если длина участка 560 м.

Преобразование движений твердого тела

В кривошипно-шатунном механизме за один оборот кривошипа ползун проходит путь, равный 400 мм. Какой путь пройдет за это время точка А?

Где будет находиться МЦС звена АВ, когда кривошип ОА займет вертикальное положение?

Решение задач

Определить перемещение плавучего крана, поднимающего груз массой 2 000 кг, при повороте стрелы крана до вертикального положения. Масса крана 20 т. Длина стрелы АВ равна 8 м. Сопротивлением воды пренебречь.

Задача

Определить силу тяги на крюке трактора, если ускорение, с которым трактор ведет прицеп, $\boldsymbol{a} = 0{,}2\ м/с^2$.

Масса прицепа $\boldsymbol{m} = 0{,}5\ тонн$, сопротивление движению $\boldsymbol{F} = 1{,}5\ кН$.

Решение.

Задача решается с применением метода кинетостатики (принципа Даламбера).

Реально на прицеп действует сила сопротивления движению (трение качения, трение в подшипниках колес и т.п.), которая зависит от массы прицепа, коэффициента трения и конструктивных особенностей ходовой части прицепа, а также сила тяги со стороны трактора. Даламбер предложил для условного уравновешивания системы сил ввести понятие силы инерции, которая всегда направлена в сторону, противоположную ускорению прицепа. Все эти силы создают уравновешенную систему, т. е. сумма всех сил в каждый момент времени равна нулю.

Исходя из этого, можно составить уравнение равновесия и определить силу тяги на крюке трактора:

$$\boldsymbol{F + F_{ИН} - F_T = 0},$$

где: $\boldsymbol{F}$ – сила сопротивления движению (задана); $\boldsymbol{F_{ИН} = ma} = 500\ кг \times 0{,}2\ м/с^2 = 100\ Н = 0{,}1\ кН$ – сила инерции; $\boldsymbol{F_T}$ – сила на крюке трактора *(которую нужно определить)*.

$$F_T = F + F_{ИН} = 1{,}5\ кН + 0{,}1\ кН = 1{,}6\ кН.$$

Задача решена.

Сохранения. Элементы теории моментов и инерции

Практическая работа по теме динамика. Законы сохранения. Решение задач.

Динамика

Пренебрегая сопротивлением воздуха, определить работу силы тяже- сти при снижении планера массой 1 200 кг из точки А в точку В (рис. 1.55).

Решение. На планер, который мы принимаем за материальную точку, действует только сила тяжести. Работа силы тяжести при перемещении ее точки приложения сверху вниз определяется так:

A=mgH = 1200*9,8*2 800=32 828 000 Н*м 32,82 МН*м.

Решение задач

Вычислить работу силы, постоянной по модулю и направлению

Задача

Определить силу тяги на крюке трактора, если ускорение, с которым трактор ведет прицеп, $\boldsymbol{a} = 0{,}2\ м/с^2$.

Масса прицепа $\boldsymbol{m} = 0{,}5\ тонн$, сопротивление движению $\boldsymbol{F} = 1{,}5\ кН$.

Решение.

Задача решается с применением метода кинетостатики (принципа Даламбера).

Реально на прицеп действует сила сопротивления движению (трение качения, трение в подшипниках колес и т.п.), которая зависит от массы прицепа, коэффициента трения и конструктивных особенностей ходовой части прицепа, а также сила тяги со стороны трактора. Даламбер предложил для условного уравновешивания системы сил ввести понятие силы инерции, которая всегда направлена в сторону, противоположную ускорению прицепа. Все эти силы создают уравновешенную систему, т. е. сумма всех сил в каждый момент времени

равна нулю. Исходя из этого, можно составить уравнение равновесия и определить силу тяги на крюке трактора:

$$\boldsymbol{F + F_{ИН} - F_T = 0},$$

где: $\boldsymbol{F}$ – сила сопротивления движению (задана); $\boldsymbol{F_{ИН} = ma} = 500\ кг \times 0{,}2\ м/с^2 = 100\ Н = 0{,}1\ кН$ – сила инерции; $\boldsymbol{F_T}$ – сила на крюке трактора *(которую нужно определить)*.

$$\boldsymbol{F_T = F + F_{ИН}} = 1{,}5\ кН + 0{,}1\ кН = 1{,}6\ кН.$$

Задача решена.

Задача

Определить центр тяжести грузовика

Практическая работа по теме «сопротивление материалов». Классификация нагрузок. Растяжение и сжатие. Механические характеристики материалов. Расчет на прочность при растяжении и сжатии.

Расчет на прочность при изгибе

1. Цель работы

Сравнение результатов расчётного и экспериментального определения прогибов балки.

2. Теоретическое обоснование

Под действием внешней нагрузки ось балки искривляется и происходит перемещение сечений балки (рис.1а).

Прогиб балки – перемещение сечения балки в вертикальном направлении.

Прогиб определяется с помощью **интеграла Мора:**

$$y = \int \frac{M_x(z) \cdot M_{x1}(z)}{E_x I} dz$$

где: $M_x(z)$ - функция изгибающего момента от внешней нагрузки;

$M_{x1}(z)$ - функция изгибающего момента от единичной силы, приложенной в месте определения прогиба;

E - модуль продольной упругости материала балки;

I_x - осевой момент инерции сечения балки.

Вычисление интеграла Мора удобнее выполнять графоаналитическим способом, называемым **правилом Верещагина.**

По правилу Верещагина функции $M_x(z)$, $M_{x1}(z)$, заменяются эпюрами изгибающих моментов: от внешней нагрузки - M_x и от единичной силы - M_{x1}. Операция интегрирования заменяется операцией перемножения эпюр (см. рис.1б, в, г):

$$\Theta = \frac{1}{EJ_x}\left(\omega_1\eta_1 + \omega_2\eta_2 + \ldots + \omega_i\eta_i\right)$$

где: ω_i - площади i - той части эпюры M_x ;

η_i , - ординаты эпюр M_{x1} под центрами тяжести площадей ω_i .

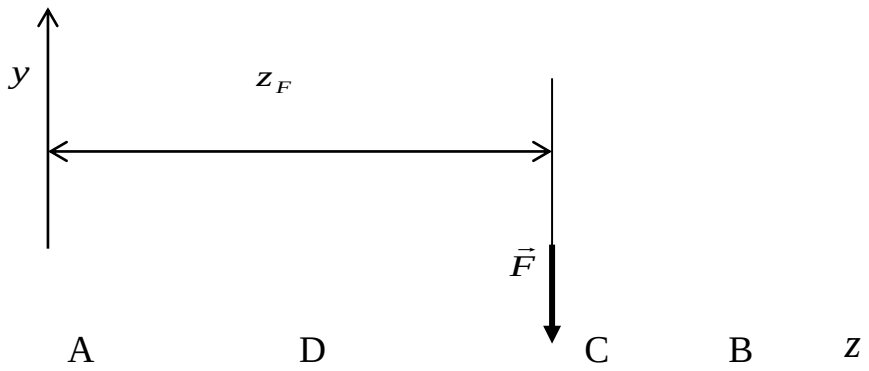
Рассмотрим двухопорную балку, нагруженную на расстоянии z_F от левой опоры сосредоточенной вертикальной силой $\vec{F}$ (см.рис.1). Найдём прогиб балки на расстоянии z от той же опоры. При этом будем считать, что $z \prec z_F$.

Строим эпюру изгибающих моментов от нагрузки $\vec{F}$ (см.рис.1б).

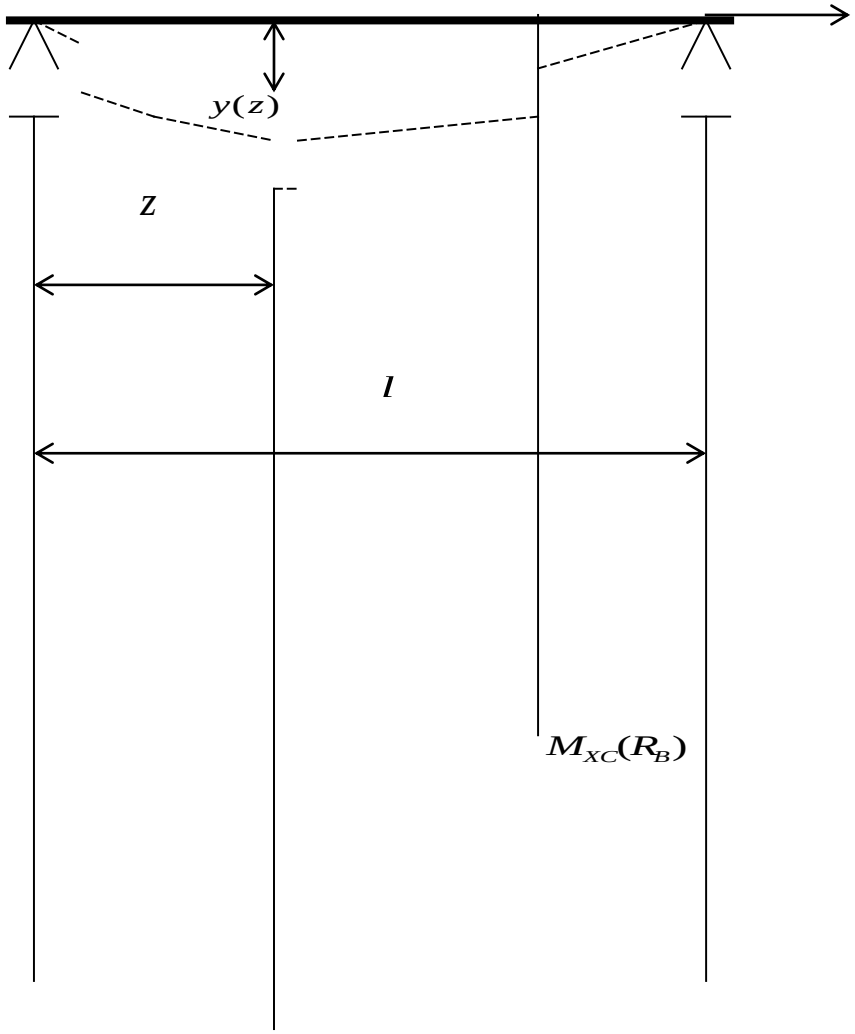
Реакции опор: $R_A = F\frac{l - z_F}{l}; R_B = F\frac{z_F}{l}$

Изгибающие моменты: $M_{x(A)} = M_{x(B)} = R_A \cdot F\frac{l - z_F}{l} z$

$M_{x(C)} = R_B(l - z_F) = F\frac{z_F}{l}(l - z_F); M_{xB} =$



a)



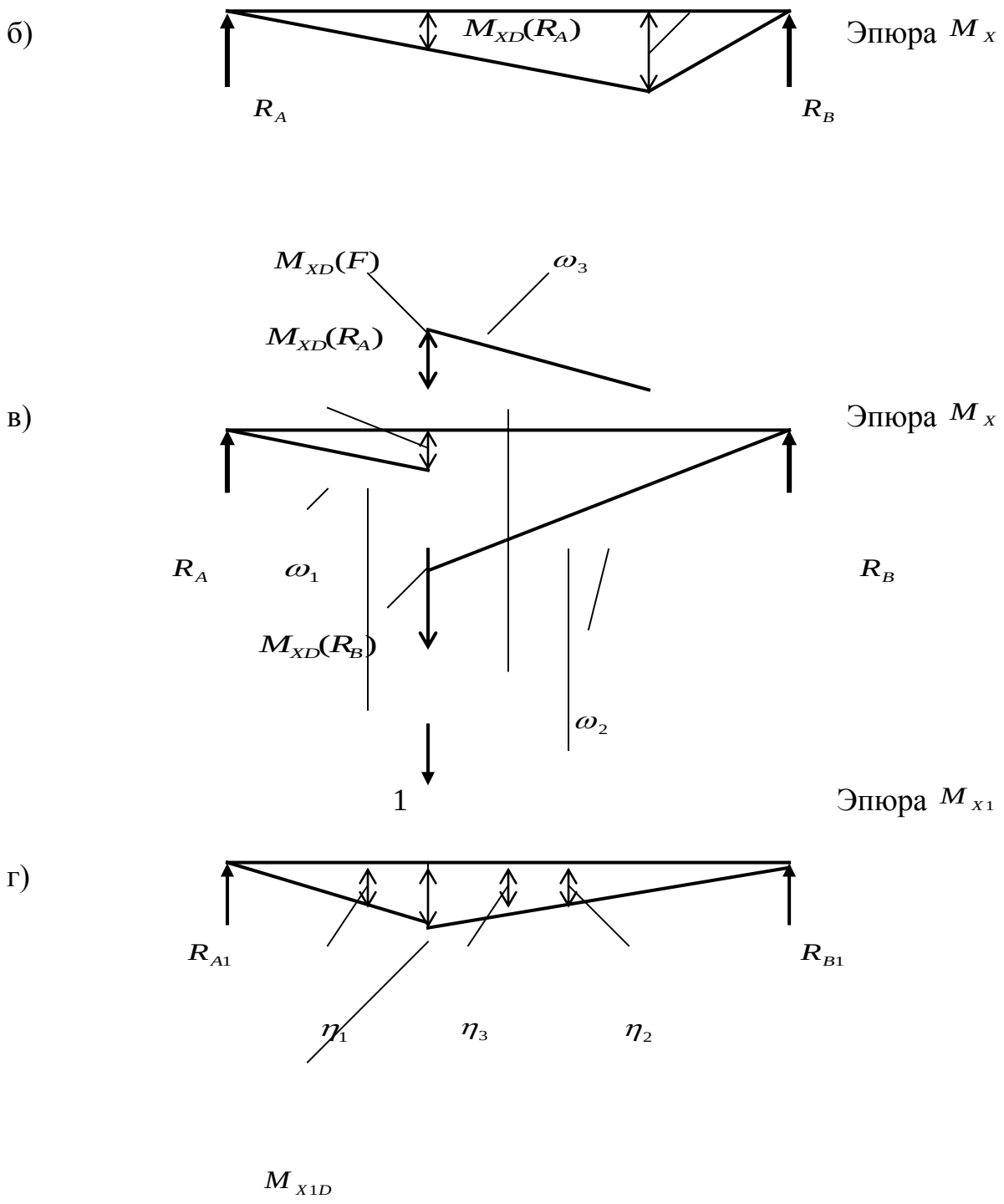

б)
$M_{XD}(R_A)$
Эпюра M_X
R_A
R_B
$M_{XD}(F)$
ω_3
$M_{XD}(R_A)$
в)
Эпюра M_X
R_A
ω_1
R_B
$M_{XD}(R_B)$
ω_2
1
Эпюра M_{X1}
г)
R_{A1}
R_{B1}
η_1
η_3
η_2
M_{X1D}

Рис.1.

Строим эпюру изгибающих моментов M_{x1} от единичной силы, приложенной в месте определения прогиба – сечении D (см.рис.1г).

Реакции опор: $R_{A1} = \frac{l - z}{l}$, $R_{B1} = \frac{z}{l}$

Изгибающие моменты:

$$M_{x1A} = 0$$
$$M_{x1D} = R_{A1} z = \frac{l - z}{l} z$$
$$M_{x1B} = 0$$

Видоизменим (расслоим) эпюру M_x с целью совмещения границ участков эпюр M_x и M_{x1} (см.рис.1в).

$$M_{x(B)} = R_B (l - z_F) = F \frac{z_F}{l} (l - z_F)$$
$$M_{x(D)} = F (z_F - z)$$

Определим площади участков на эпюре M_x

$$\omega_1 = \Omega M_{x(B)} z = \Omega F \frac{l - z_F}{l} z^2$$
$$\omega_2 = \Omega M_{x(B)} (l - z) = \Omega F \frac{z_F}{l} (l - z)^2$$
$$\omega_3 = -\Omega M_{x(D)} (z_F - z) = -\Omega F (z_F - z)^2$$

Определим ординаты на эпюре M_{x1} под центрами тяжести площадей на эпюре M_x

$$\eta_1 = \frac{2}{3} M_{x1D} = \frac{2}{3} \frac{l - z}{l} z$$
$$\eta_2 = \frac{2}{3} M_{x1D} = \frac{2}{3} \frac{l - z}{l} z$$
$$\eta_3 = M_{x1C} + \frac{2}{3} (M_{x1D} - M_{x1C}) = \frac{z}{3} (l - 2z - z_F)$$

Перемножая эпюры по правилу Верещагина, получим формулу для вычисления прогиба при $z < z_F$:

$$\Theta_D = \frac{1}{EJ} \left[\omega_1 \eta_1 + \omega_2 \eta_2 + \omega_3 \eta_3 \right] \quad (1)$$

Выполнив аналогичные преобразования при $z \succ z_F$ получим следующую формулу:

$$y(z) = \frac{F}{EJ}\left(\frac{z^3}{6} - \frac{z_F^3}{6} - \frac{z_F^2 z}{2} + \frac{z_F^3}{3}\right) \qquad (2)$$

3. Порядок выполнения работы

3.1. Студент получает от преподавателя индивидуальное задание, обмеряет модель балки и данные заносит в таблицу 1.

Таблица 1

Номер модели балки	Материал балки	Длина пролёта балки l, мм	Размеры сечения балки $h \times b$, мм	Внешняя нагрузка F, н	Координата сечения, где замеряется прогиб z, мм	Координата сечения, где приложена нагрузка z_F, мм

3.2. Исходя из соотношения величин z и z_F, студент выбирает нужную ему формулу и по ней вычисляет расчётный прогиб $y(z)$.

3.3. Модель балки устанавливается на стенд, нагружается по заданной схеме и замеряется экспериментальный прогиб $y(z)^{экс}$.

3.4. Оценивается сходимость результатов расчёта и эксперимента по формуле:

$$\Delta = \frac{y(z)^{экс} - y(z)}{y(z)^{экс}} \cdot 100\%$$

3.5. Составляется и оформляется отчёт по лабораторной работе по форме, приведённой в Приложении.

Контрольные вопросы

11. ***Что мы называем прогибом балки?***
12. ***Что такое – интеграл Мора?***
13. ***Сформулируйте правило Верещагина.***
14. ***Что это такое - единичная сила и где она прикладывается?***
15. ***Что мы называем эпюрой изгибающих моментов?***
16. ***Как найти произведение двух эпюр?***
17. ***Каким прибором замеряется прогиб балки?***

Расчет прочности при изгибе, прямой и поперечный изгиб

Цель работы

Сравнение результатов расчётного и экспериментального определения прогибов балки.

Теоретическое обоснование

Под действием внешней нагрузки ось балки искривляется и происходит перемещение сечений балки (рис.1а).

Прогиб балки – перемещение сечения балки в вертикальном направлении.

Прогиб определяется с помощью **интеграла Мора:**

$$y = \int \frac{M_x(z) \cdot M_{x1}(z)}{E_x I_x} dz$$

где: $M_x(z)$ - функция изгибающего момента от внешней нагрузки;

$M_{x1}(z)$ - функция изгибающего момента от единичной силы, приложенной в месте определения прогиба;

E - модуль продольной упругости материала балки;

I_x - осевой момент инерции сечения балки.

Вычисление интеграла Мора удобнее выполнять графоаналитическим способом, называемым **правилом Верещагина.**

По правилу Верещагина функции $M_x(z)$, $M_{x1}(z)$, заменяются эпюрами изгибающих моментов: от внешней нагрузки - M_x и от единичной силы - M_{x1}. Операция интегрирования заменяется операцией перемножения эпюр (см. рис.1б, в, г):

$$y = \frac{1}{E_x I_x} \sum \Omega_{M_x} \cdot y_{M_{x1}}$$

где: ω_i - площади i - той части эпюры M_x ;

η_i , - ординаты эпюр M_{x1} под центрами тяжести площадей ω_i .

Рассмотрим консольную балку, нагруженную на расстоянии z_F от опоры сосредоточенной вертикальной силой $\vec{F}$ (см.рис.1). Найдём прогиб балки на расстоянии z от той же опоры. При этом будем считать, что $z \prec z_F$.

Строим эпюру изгибающих моментов M_x от нагрузки $\vec{F}$ (см.рис.1б).

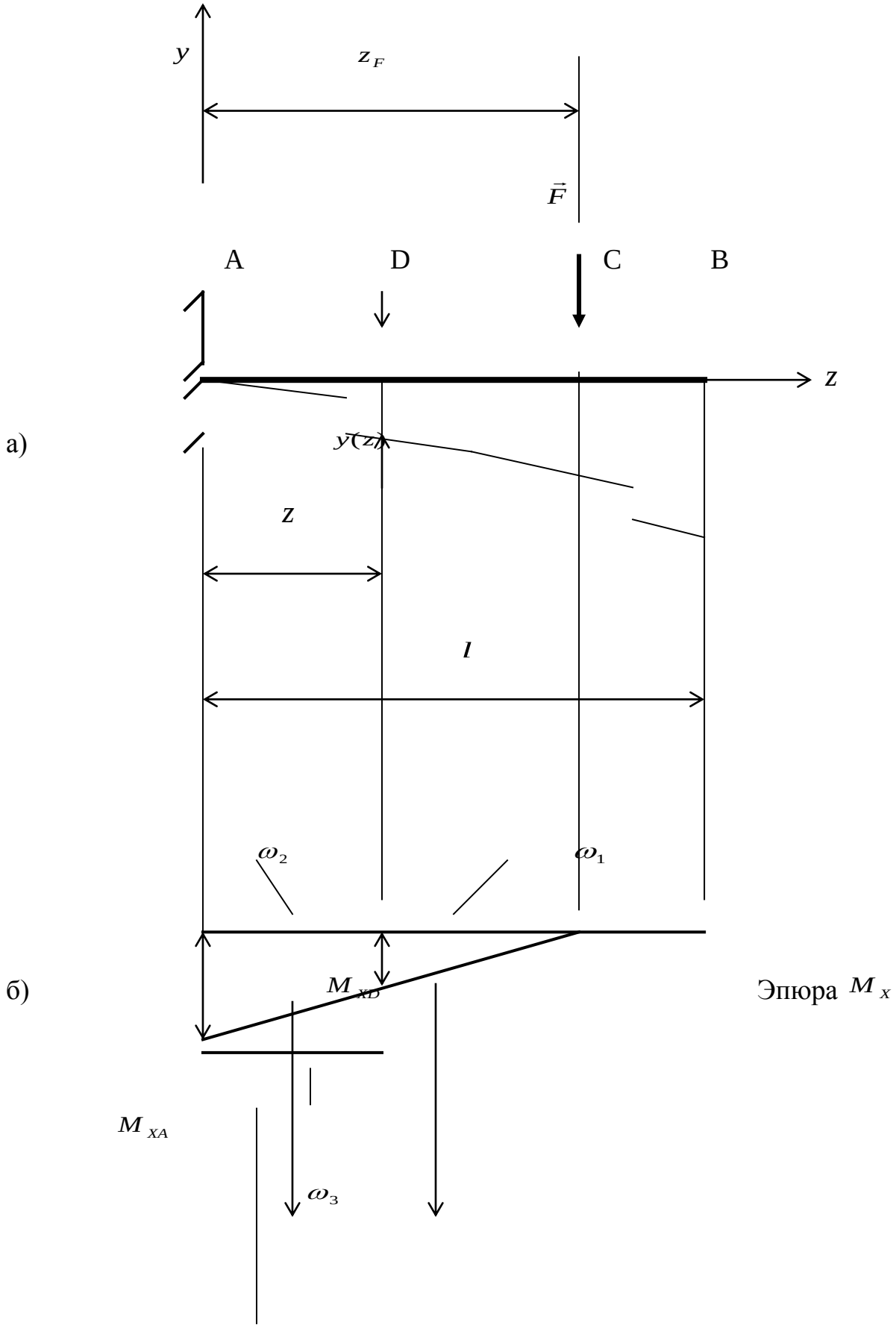
Изгибающие моменты: [illegible]

Прикладываем к балке в сечении D единичную силу и строим эпюру M_{x1} (см.рис.1в).

Изгибающие моменты: [illegible]

Разбиваем эпюру M_x на простейшие фигуры по границам участков (см.рис.1б) и определяем площади этих фигур:

[illegible]


y
z_F
$\vec{F}$
A
D
C
B
z
а)
y(z)
z
l
ω_2
ω_1
б)
M_{XD}
Эпюра M_X
M_{XA}
ω_3

в)

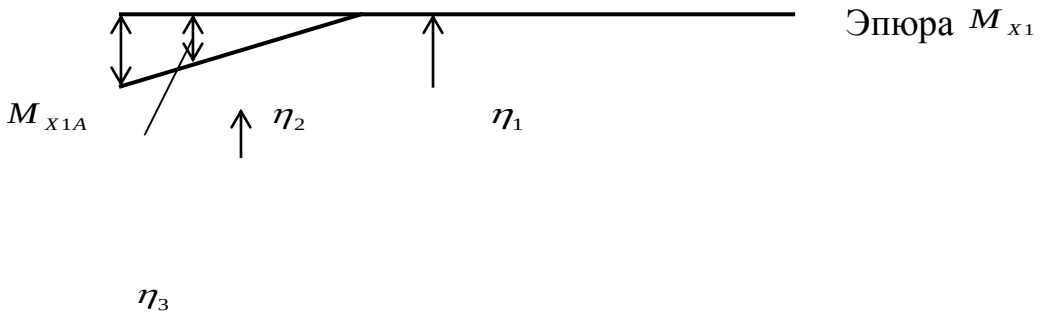


Рис.1.

Определим ординаты на эпюре M_{x1} под центрами тяжести площадей на эпюре M_x

Перемножая эпюры по правилу Верещагина, получим формулу для вычисления прогиба при $z \prec z_F$:

(1)

Выполнив аналогичные преобразования при $z \succ z_F$ получим следующую формулу:

(2)

4. Порядок выполнения работы

4.1. Студент получает от преподавателя индивидуальное задание, обмеряет модель балки и данные заносит в таблицу 1.

Таблица 1

Номер модели балки	Материал балки	Длина пролёта балки l, мм	Размеры сечения балки $h \times b$, мм	Внешняя нагрузка F, н	Координата сечения, где замеряется прогиб z, мм	Координата сечения, где приложена нагрузка z_F, мм

3.2. Исходя из соотношения величин z и z_F, студент выбирает нужную ему формулу и по ней вычисляет расчётный прогиб $y(z)$.

3.4. Модель балки устанавливается на стенд, нагружается по заданной схеме и замеряется экспериментальный прогиб $y(z)^{экс}$.

3.5. Оценивается сходимость результатов расчёта и эксперимента по формуле:

$$\Delta_y = \frac{y(z)^{экс} - y(z)}{y(z)^{экс}} \cdot 100\%$$

3.5. Составляется и оформляется отчёт по лабораторной работе по форме, приведённой в Приложении.

Контрольные вопросы

1. Что мы называем прогибом балки?
2. Что такое – интеграл Мора?
3. Сформулируйте правило Верещагина.
4. Что это такое - единичная сила и где она прикладывается?
5. Что мы называем эпюрой изгибающих моментов?
6. Как найти произведение двух эпюр?
7. Каким прибором замеряется прогиб балки

Растяжение и сжатие

Для бруса, построить эпюры внутренних сил, напряжений и перемещений по длине бруса.

Расчеты на прочность при растяжении и сжатии

Определить диаметры поперечных сечений бруса (материал – незакаленная сталь 30), нагруженного по схеме. Сила F=1000 Н.

Решение задач

Найти момент инерции прямоугольника относительно основания и центральной оси, параллельной основанию.

Решение.

1. Проводим оси координат: через центр тяжести сечения – x, y; вдоль основания и по перпендикулярной к нему стороне – x1, y1.
2. Выделяем элементарную площадку $dS=Bdy_1$.
3. Определяем момент инерции относительно оси x_1.
   $J_{x1}=\int_S y_1^2 dS=\int_0^H y_1^2 Bdy_1=\frac{BH3}{3}$
4. Определяем центральный момент инерции относительно оси x. Центральный момент инерции всегда меньше моментов инерции относительно оси, параллельной центральной.
   Следовательно,
   $J_x= J_{x1}-(\frac{H}{2})^2\cdot S=\frac{BH3}{3}-\frac{BH3}{4}=\frac{BH3}{12}$

Решение задач

Определить диаметр круглого поперечного сечения бруса, нагруженного изгибающим моментом M=60 кН·м, если допускаемое напряжение

$[\sigma]=160$ Н/мм^2

Решение.

1. Поскольку эпюра изгибающих моментов уже известна, а брус имеет постоянное поперечное сечение, то определяем требуемый момент сопротивления:
   $W_x=W_y=\frac{60000000}{160}=37500$мм^3
2. Определяем диаметр круглого бруса:

$W_x=0.1D^3$; 375000= $0,1D^3$; $D=10\sqrt[3]{3750}$=155,4мм.

Решение задач

Для балки подобрать сечение профиля швеллера, обеспечив при этом двукратный запас прочности при F=21000 Н, l=1м, $\sigma_{т.р.}$=30000 Н/см^2

Решение.

1. Строим эпюру изгибающих моментов. Наибольший изгибающий момент возникает на участке чистого изгиба и равен Fl.
2. Вычисляем требуемый момент сопротивления W_x сечения швеллера из условия $|\sigma_{max}|\leq|\sigma|_р=\sigma_{т.р.}/n_т$:
   $\frac{Fl}{Wx}\leq\frac{\sigma т.р.}{nт}$или $\frac{21000\cdot100}{Wx}\leq\frac{30000}{2}$,
   Откуда
   $W_x\geq\frac{21000\cdot100}{15000}$=140 см^3
   Из приложения 3 по таблице стандартных профилей (ГОСТ 8240-89) выбираем швеллер №20, у которого
   W_x=152 см^2

Практическая работа по теме «детали машин». Машиностроительные материалы. Детали вращательного движения. Соединения: разъёмные и неразъемные. Подшипники. Виды передач.

Детали вращательного движения

Цель работы

Определить основные параметры передачи винт-гайка на примере винтового домкрата, если заданы:

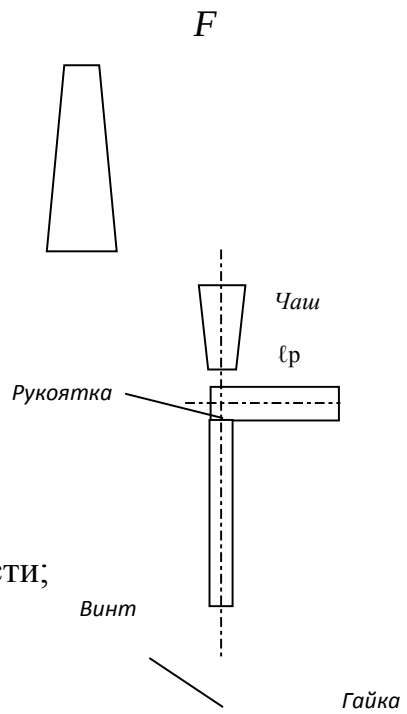
- грузоподъёмность F;

- тип резьбы;

- высота подъёма ℓ.

1. Теоретическое обоснование

Передача винт-гайка (винтовой механизм) предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное. При этом как винт, так и гайка могут иметь либо одно из вышеназванных движений, либо оба движения одновременно. Например, в винтовом домкрате, изображенном на рис.1, винт совершает оба движения одновременно. Так, при вращении вертикального винта за рукоятку в неподвижной гайке винт получает поступательное перемещение и поднимает груз, опирающийся на чашку домкрата.



Достоинства передачи винт-гайка:

- большой выигрыш в силе;

- возможность получения медленного движения с высокой точностью перемещения;

- компактность при высокой нагрузочной способности;

- простота конструкции и изготовления.

К недостаткам рассматриваемой передачи можно отнести

большое трение в резьбе, вызывающее её повышенный износ,

низкий К.П.Д.

Рис.1

Винтовые механизмы применяют для поднятия грузов (домкраты), создания больших усилий (прессы, нажимные устройства и т.п.) и получения точных перемещений (измерительные приборы, регулировочные устройства, ходовые винты станков).

Существует два типа передач винт-гайка:

5. Передачи с трением скольжения – имеют наибольшее распространение ввиду простоты устройства. Винты передач делятся на **грузовые** и **ходовые**. Грузовые винты предназначены для создания больших усилий (домкраты, прессы и т.п.). При реверсивном движении под нагрузкой в них применяют трапецеидальную резьбу, а при больших односторонних нагрузках – упорную. В домкратах применяют в основном однозаходные резьбы для получения самотормозящей винтовой пары. Ходовые винты предназначены для получения точных перемещений. Для уменьшения трения они, как правило, имеют трапецеидальную многозаходную резьбу. Гайки грузовых винтов изготовляют цельными, а ходовых винтов – составными, чтобы устранять зазоры, образовавшиеся при сборке или в результате износа резьбы. Составная гайка имеет подвижную и неподвижную части: первая может смещаться в осевом направлении относительно второй, что и обеспечивает устранение зазора.

6. Передачи с трением качения или шариковые винтовые передачи применяют для получения перемещений высокой точности, где важно малое трение и полное отсутствие зазора в резьбе (например, приводы подач станков с программным управлением и др.).

Для уменьшения потерь на трение и износа резьбы, винты передач с трением скольжения делают стальными, а гайки – из бронзы, чугуна или латуни.

Таблица 1

	Материал
Винты без термообработки	Сталь марок Ст5, Ст45, Ст50
Винты с закалкой	Сталь марок Ст 40Х, Ст 40ХГ, Ст 65Г
Гайки	Бронза марок БрОФ6,5-0,15, БРОЦС6-6-3, БрАЖ9-4
Гайки при работе с большими перерывами и при малых нагрузках	Антифрикционный чугун марок АЧВ-2, АЧК-2 и серый чугун марок СЧ18, СЧ20

Наиболее частая причина выхода из строя винтов и гаек – это износ их резьбы. Поэтому основным критерием работоспособности и расчёта передачи является износостойкость (проектировочный расчёт). Также передачу винт-гайка рассчитывают на прочность и устойчивость винта (проверочные расчёты).

Последовательность расчёта винтового домкрата:

4. В зависимости от условий работы и значения нагрузки F выбирают материал винта и гайки и принимают допускаемое напряжение [σ] для материала винта и допускаемое давление в резьбе [p].
5. Задаются конструкцией гайки (цельная или разъёмная) и принимают коэффициент высоты гайки $\Psi_н$. Затем определяют средний диаметр резьбы d_2 и по ГОСТ 9484-73 принимают размеры резьбы: d, d_1, d_2 и p.

При выборе шага p надо ориентироваться на средние его значения. Крупный шаг рекомендуется только для высоконагруженных передач, а мелкий – при необходимости перемещений повышенной точности.

6. Определяют длину винта.
7. Проверяют условие самоторможения винта.
8. Определяют размеры гайки. Если по расчёту число витков в гайке z получилось больше 10, то необходимо изменить размеры резьбы или выбрать другие материалы.
9. Выполняют проектировочный расчёт на износостойкость.
10. Проверяют винт на прочность.
11. Проверяют винт на устойчивость.
12. Определяют общий К.П.Д. винтового домкрата.

3. Порядок выполнения работы

Расчётная схема домкрата:

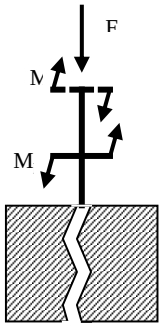


Рис.2

3.1. Допускаемое напряжение на растяжение болта равно:

$$[\sigma]=\frac{\sigma_T}{[s]},$$

где: σ_T – предел текучести, зависит от материала и определяется по приложению 2;

[s] – допускаемый коэффициент запаса прочности, для стальных винтов [s]=3.

Допускаемое давление в резьбе для следующих пар материалов равно:

18. закалённая сталь – бронза [p]=11…13 МПа,
19. незакалённая сталь – чугун [p]=4…6 МПа,
20. при редкой работе (например, домкраты) давление [p] повышают на 20%.

3.2. Средний диаметр резьбы определяется по формуле:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \Psi_H \Psi_h [p]}},$$

где: F – осевая сила;

$\Psi_н$ – коэффициент высоты для цельных гаек $\Psi_н$=1,2…2,5, а для разъёмных гаек $\Psi_н$=2,5…3,5.

Ψ_h – коэффициент высоты резьбы, для трапецеидальной резьбы Ψ_h=0,5, для упорной резьбы Ψ_h=0,75.

3.3. Для домкратов длина винта определяется по формуле: ℓ= (8…10) d.

3.4. Условие самоторможения винта: $\gamma < \varphi$,

где: $\gamma = \mathrm{arctg}\,\frac{p_z}{\pi d_2}$ – угол подъёма резьбы;

p_z – ход резьбы, в однозаходной резьбе p_z=p, в двухзаходной p_z=2p и т.д.;

$\varphi = \mathrm{arctg}\,\frac{f}{\cos 0{,}5\alpha}$ – приведённый угол трения;

f – коэффициент трения стали по бронзе равен 0,1, а стали по чугуну 0,15…0,18;

α – угол трения, для трапецеидальной резьбы $\alpha=30^0$.

3.5. Размеры гайки определяются по формулам:

высота $H=\Psi_н \cdot d_2$.

число витков z=H/p.

3.6. Условие износостойкости: $p_{ср}=\frac{F}{\pi d_2 h z}\leq[p]$,

где: $p_{ср}$ – среднее давление между витками резьбы винта и гайки;

h – рабочая высота профиля резьбы, для трапецеидальной резьбы h=0,5p.

3.7. Условие прочности по гипотезе энергии формоизменения:

$$\sigma_э=\sqrt{\sigma_к^2+3\left(\frac{4N}{\pi d_1^2}+\frac{3M_к}{\pi d_1^3}\right)^2}\leq[\sigma],$$

где: $\sigma_э$ – эквивалентное напряжение для опасной точки винта;

N – нормальная сила;

$M_к$ – крутящий момент в опасном сечении винта.

3.8. Устойчивость домкрата определяется, исходя из условного представления винта как стойки с нижним защемлённым и верхним свободным концами.

Условие устойчивости сжатого стержня:

$$s_y = \frac{F_{кр}}{F} \succ [s_y],$$

где: s_y – коэффициент запаса устойчивости;

$[s_y]$ – допускаемый коэффициент запаса устойчивости, для стальных деталей $[s_y]$=1,5…2,1 и для чугуна $[s_y]$=2,0…2,4;

$F_{кр}$ – критическая сила, которая определяется по формуле Эйлера:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 E J_{\min}}{(\mu \ell)^2},$$

где: E – модуль упругости, который зависит от материала детали и определяется по таблице 2;

μ – коэффициент приведения длины, для защемления со свободным концом μ=2;

J_{min}– минимальный осевой момент инерции стержня, для квадратного сечения $J_{min}=b^4/12$, для круглого сечения $J_{min}=\pi d^4/64$, для кольца $J_{min}=\pi d^4(1-c^4)/64$, где $c=d_{внут}/d_{наруж.}$.

Таблица 2

Материал	E, Н/мм^2
Сталь	$2\cdot10^5$
Каучук	$8\cdot10^5$
Бронза	$1\cdot10^5$

3.9. Общий К.П.Д. винтового механизма:

$$\eta_{в.м.} = \frac{F P}{(M_1+M_2)2\pi},$$

где: F – осевая сила, действующая на винт;

p_z – ход резьбы;

M_1 – момент трения в резьбе;

M_2 – момент торцового трения.

Контрольные вопросы по теме:

1. Назначение передачи винт-гайка?
2. Достоинства и недостатки передачи винт-гайка?
3. Область применения винтовых механизмов?
4. Назовите типы передач винт-гайка?
5. Передачи с трением скольжения: виды, отличия?
6. Какой расчёт передачи винт-гайка является основным и почему?
7. Принцип работы и основные составляющие винтового домкрата?
8. Формула Эйлера?
9. Начертите расчётную схему винта *для расчёта его на устойчивость.*

Детали вращательного движения

Задание

Определить основные параметры винтового домкрата, если заданы:

- грузоподъёмность F=10 кН;

- резьба трапецеидальная, однозаходная;

- высота подъёма ℓ=0,5 м.

Решение:

Расчёт будем производить для высоконагруженных винтов по опасному сечению винта, для установления которого построим эпюры продольных сил и изгибающих моментов.

От чашки домкрата до гайки нормальная сила равна осевой силе (или грузоподъёмности домкрата) N=F=10 кН. В пределах высоты гайки сила F умень-шается до 0, а крутящий момент $M_к$ изменяется от 0 до $M_1=F\cdot\ell=10\cdot0,5=5$ кН·м. От верхней грани гайки до рукоятки $M_к=M_1$, выше рукоятки $M_к=M_2=5$ кН·м.

Расчётная схема домкрата и эпюры:

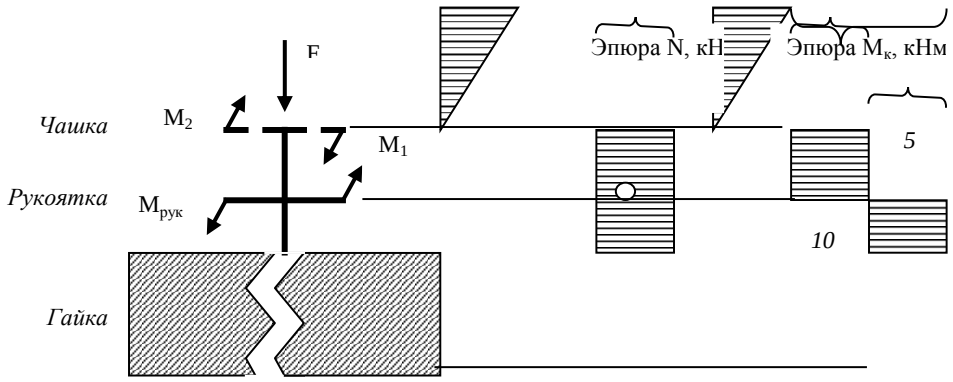


Рис.3

Из эпюр видно, что опасное сечение домкрата находится выше гайки.

1. Принимаем винт класса прочности 6.8, материал винта – сталь углеродистая марки Ст 45, материал гайки – антифрикционный чугун марки АЧВ-2. Для класса прочности 6.8 $\sigma_т$=480 МПа.

Определим допускаемое напряжение на растяжение болта:

$$[\sigma]=\frac{\sigma_т}{[s]}=\frac{480}{3}=160$$

Принимаем допускаемое давление в резьбе равным 6 МПа и увеличим его на 20%: [p]=6·1,2=7,2 МПа. *(см. п. 3.1)*

2. Принимаем конструкцию гайки – цельная – и определяем её параметры:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F \cdot 1{,}20}{\Psi_н \Psi_h [p]}} = \sqrt{\frac{10000 \cdot 1{,}20}{1{,}5 \cdot 0{,}5 \cdot 7{,}2}} = 7{,}8,$$

где: коэффициенты $\Psi_н$=1,5 и Ψ_h=0,5 (см. п.3.2).

В соответствии с приложением 2 принимаем средний диаметр d_2=8 мм. Тогда d=10 мм, d_1=7 мм, p=2 мм.

3. Принимаем длину винта ℓ=8d=8·10=80 мм.

4. Проверим условие самоторможения винта: γ<φ,

где: $\gamma=\mathrm{arctg}\frac{p_z}{\pi d_2}=\mathrm{arctg}\frac{2}{3{,}14\cdot 8}=\mathrm{arctg}0{,}08=8^0$

$\varphi = \mathrm{arctg}\frac{f}{\cos 0{,}5\alpha} = \mathrm{arctg}\frac{0{,}17}{\cos 0{,}5\cdot 30} = \mathrm{arctg}0{,}18 = 10^0$

$\gamma = 8^0 < \varphi = 10^0$.

5. Определяем размеры гайки:

высота гайки $H = \Psi_н \cdot d_2 = 1{,}5\cdot 8 = 12$ мм.

число витков $z = H/p = 12/2 = 6 < 10$, следовательно, размеры резьбы подобраны правильно. (см. стр.3 п.5)

6. Проверяем условие износостойкости домкрата:

$$\frac{F_{гр}}{\pi d_2 h z} \le [q],$$

где $h = 0{,}5p = 0{,}5\cdot 2 = 1$ мм.

Вывод: износостойкость домкрата обеспечена.

7. Условие прочности по гипотезе энергии формоизменения:

$$\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \le [\sigma]$$

Вывод: прочность домкрата обеспечена.

8. Условие устойчивости сжатого стержня:

$$s_y = \frac{F_{кр}}{F} = \frac{379}{10} \ge [s_y] =$$

где: $F_{кр}=$ [illegible],

$J_{min}=\pi d^4/64=3{,}14\cdot10^4/64=490{,}6$ мм^4

Вывод: устойчивость домкрата обеспечена.

9. Определим общий К.П.Д. винтового механизма:

$\eta_{в.м.}=$ [illegible].

Приложение 2.

Стандартный ряд диаметров:

7; 7,5; 8; 9; 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 33; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130, далее через 10 мм.

Приложение 3.

Тангенсы

0^0	0-0,0175	46^0	1,0355-1,0724
1^0	0,0175-0,0349	47^0	1,0724-1,1106
2^0	0,0349-0,0524	48^0	1,1106-1,1504
3^0	0,0524-0,0699	49^0	1,1504-1,1918
4^0	0,0699-0,0875	50^0	1,1918-1,2349
5^0	0,0875-0,1051	51^0	1,2349-1,2799
6^0	0,1051-0,1228	52^0	1,2799-1,327
7^0	0,1228-0,1405	53^0	1,327-1,3764
8^0	0,1405-0,1584	54^0	1,3764-1,4281
9^0	0,1584-0,1763	55^0	1,4281-1,4826
10^0	0,1763-0,1944	56^0	1,4826-1,5399
11^0	0,1944-0,2126	57^0	1,5399-1,6003
12^0	0,2126-0,2309	58^0	1,6003-1,6643
13^0	0,2309-0,2493	59^0	1,6643-1,7321
14^0	0,2493-0,2679	60^0	1,732-1,804
15^0	0,2679-0,2867	61^0	1,804-1,881
16^0	0,2867-0,3057	62^0	1,881-1,963
17^0	0,3057-0,3249	63^0	1,963-2,05

18^0	0,3249-0,3443	64^0	2,05-2,145
19^0	0,3443-0,364	65^0	2,145-2,246
20^0	0,364-0,3839	66^0	2,246-2,356
21^0	0,3839-0,404	67^0	2,356-2,475
22^0	0,404-0,4245	68^0	2,475-2,605
23^0	0,4245-0,4452	69^0	2,605-2,747
24^0	0,4452-0,4663	70^0	2,747-2,904
25^0	0,4663-0,4877	71^0	2,904-3,078
26^0	0,4877-0,5095	72^0	3,078-3,271
27^0	0,5095-0,5317	73^0	3,271-3,487
28^0	0,5317-0,5543	74^0	3,487-3,732
29^0	0,5543-0,5774	75^0	3,732-4,011
30^0	0,5774-0,6009	76^0	4,011-4,331
31^0	0,6009-0,6249	77^0	4,331-4,705
32^0	0,6249-0,6494	78^0	4,705-5,145
33^0	0,6494-0,6745	79^0	5,145-5,671
34^0	0,6745-0,7002	80^0	5,671-6,314
35^0	0,7002-0,7265	81^0	6,314-7,115
36^0	0,7265-0,7536	82^0	7,115-8,144
37^0	0,7536-0,7813	83^0	8,144-9,514

38^0	0,7813-0,8098	84^0	9,514-11,43
39^0	0,8098-0,8391	85^0	11,43-14,3
40^0	0,8391-0,8693	86^0	14,3-19,08
41^0	0,8693-0,9004	87^0	19,08-28,64
42^0	0,9004-0,9325	88^0	28,64-57,29
43^0	0,9325-0,9657	89^0	57,29-343,8
44^0	0,9657-1	$89^0 50'$	343,8-3438
45^0	1-1,355	90^0	∞

Машиностроительные материалы

Цель работы

Экспериментальное определение механических характеристик и марки стали.

2. Теоретическое обоснование

Механические характеристики материала можно условно разделить на три группы:

7. Характеристики прочности:

13. предел пропорциональности $\sigma_П = \frac{F_П}{S_0}$ - максимальное напряжение в зоне действия закона Гука;

14. предел текучести $\sigma_Т = \frac{F_Т}{S_0}$ - напряжение, при котором наблюдаются пластические деформации в материале;

15. предел прочности $\sigma_В = \frac{F_В}{S_0}$ - напряжение, при котором начинается разрушение материала.

8. Характеристики пластичности:

10. относительное остаточное удлинение при разрыве $\delta = \frac{l - l_0}{l_0} \cdot 100\%$;

11. относительное остаточное сужение при разрыве $\psi = \frac{d_0 - d_k}{d_0} \cdot 100\%$.

9. Характеристика вязкости:

- удельная работа, затраченная на разрушение единицы объёма образца $a = \frac{W_{рас}}{V_0}$,

где: $W_{рас} = \sigma_В F_В \frac{l - l_0}{l_0}$ - работа, затраченная на деформацию и разрушение расчётной длины образца;

$V_0 = S_0 l_0$ - первоначальный объём расчётной длины образца;

d_0 - диаметр рабочей части образца до испытаний;

$d_ш$ - диаметр шейки после разрыва образца;

l_0 - первоначальная расчётная длина образца;

l - остаточная расчётная длина образца после разрыва;

$S_0 = \frac{\pi d_0^2}{4}$ - площадь сечения рабочей части образца;

$F_П$ - максимальная нагрузка в зоне действия закона Гука;

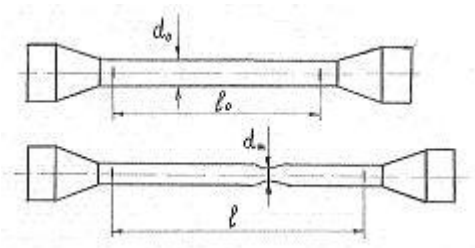
$F_Т$ - нагрузка, при которой появляются пластические деформации;

$F_В$ - максимальная нагрузка, выдерживаемая образцом.

3. Порядок выполнения работы

3.1. Измерить диаметр рабочей части образца d_0 с точностью до 0,02 мм и расчётную длину l_0 с точностью до 0,1 мм (рис. 1а) и результаты занести в таблицу 1.

а)



б)

Рис.1

3.2. Закрепить образец в захватах испытательной машины и включить привод машины.

3.3. Наблюдать за поведением образца в процессе нагружения и после обрыва образца выключить привод машины.

3.4. Освободить части образца из захватов машины, плотно прижать обе части друг к другу, замерить расчётную длину образца после

обрыва l и диаметр шейки $d_ш$ в месте обрыва (см. рис.1б) и результаты занести в таблицу 1.

Таблица 1

Размеры образца				Нагрузки		
до опыта		после опыта				
l_0 мм	d_0 мм	l мм	$d_ш$ мм	$F_П$ Кн	$F_Т$ Кн	$F_В$ Кн

Механические характеристики материала

Характеристики прочности			Характеристики пластичности		Характеристики вязкости
$\sigma_П$ МПа	$\sigma_Т$ МПа	$\sigma_В$ МПа	δ %	ψ %	a Нсм\см^3

Вынуть из самопишущего прибора диаграмму растяжения (рис.2) и по ней определить нагрузки, соответствующие пределу пропорциональности - $F_П$, пределу текучести - $F_Т$, пределу прочности - $F_В$, и результаты занести в таблицу 1.

3.5. По соответствующим формулам вычислить механические характеристики материала и результаты занести в таблицу 2.

Таблица 2

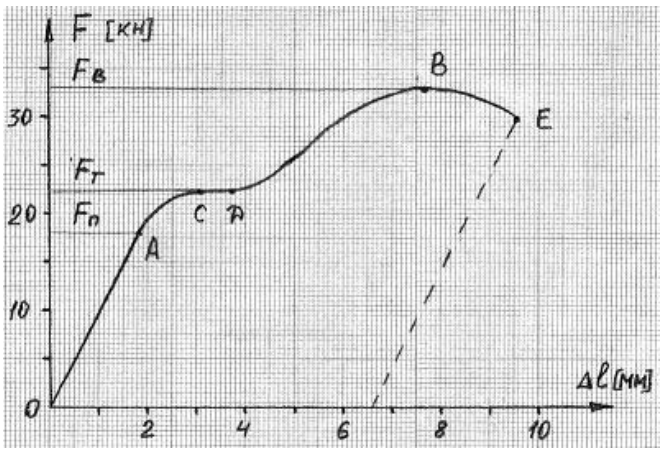


Рис.2

3.6. Ориентируясь на полученные в таблице 2 значения предела текучести σ_T и предела прочности σ_B, по таблицам определить предполагаемую марку стали образца.

3.7. Составить и оформить отчёт о выполнении лабораторной работы по форме, приведённой в Приложении.

Контрольные вопросы:

1. Что называется, диаграммой растяжения?
2. Как формулируется закон Гука?
3. Какой участок диаграммы соответствует зоне действия закона Гука при растяжении?
4. Что такое предел пропорциональности?
5. Что такое предел текучести?
6. Что такое предел прочности?
7. Какие деформации называются упругими?
8. Какие деформации называются пластическими (остаточными)?
9. Какие участки диаграммы соответствуют упругим и какие пластическим деформациям?
10. Какие характеристики оценивают пластичность материала?
11. Какие характеристики оценивают вязкость материала?

Машиностроительные материалы

Цель работы – экспериментальное определение механических характеристик и марки стали.

2.Практическая часть

2.1. Результаты обмера образца и обработки диаграммы растяжения

Таблица 1

Размеры образца				Нагрузки		
до опыта		после опыта				
l_0 мм	d_0 мм	l мм	$d_ш$ мм	$F_П$ кн	$F_Т$ кн	$F_В$ кн
100	10	106,6	7,8	18,0	22,5	33,0

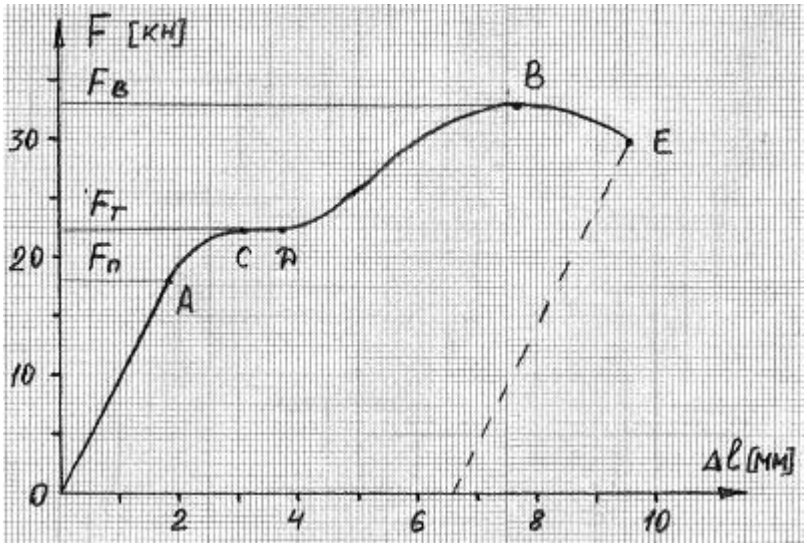
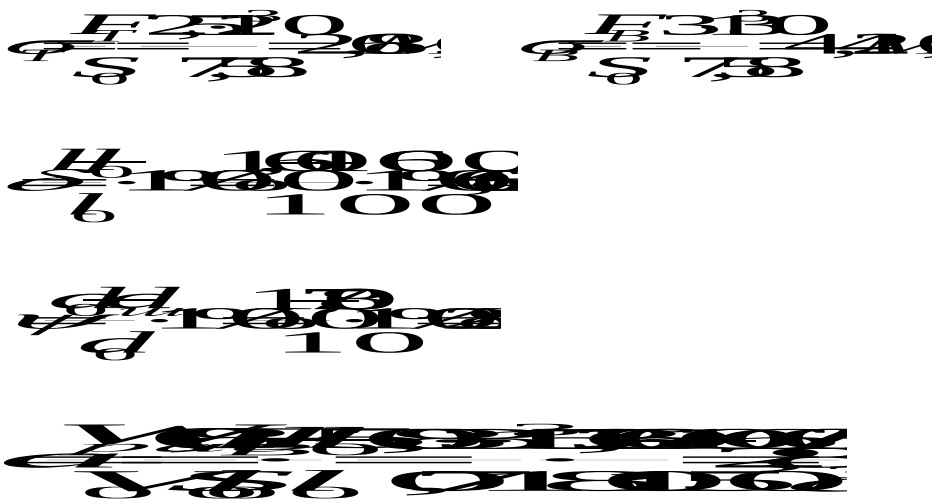


Рис.1. Диаграмма растяжения

2.2. Вычисление механических характеристик



2.3. Результаты испытаний

Таблица 2

Механические характеристики материала					
Характеристики прочности			Характеристики пластичности		Характеристики вязкости
$\sigma_П$ МПа	$\sigma_Т$ МПа	$\sigma_В$ МПа	δ %	ψ %	a Нсм\см^3
229,3	286,6	420,4	6,6	22	235,8

2.4. Предполагаемая марка стали: *Сталь 25 ГОСТ 1050-74, термообработка – нормализация,* $\sigma_Т$ *=280 МПа,* $\sigma_В$ *=460 МПа.*

Машиностроительные материалы

Цель работы

Экспериментальное определение механических характеристик и марки стали.

Теоретическое обоснование

Механические характеристики материала можно условно разделить на три группы:

10. Характеристики прочности:

16. предел пропорциональности $\sigma_П = \frac{F_П}{S_0}$ - максимальное напряжение в зоне действия закона Гука;

17. предел текучести $\sigma_Т = \frac{F_Т}{S_0}$ - напряжение, при котором наблюдаются пластические деформации в материале;

18. предел прочности $\sigma_В = \frac{F_В}{S_0}$ - напряжение, при котором начинается разрушение материала.

11. Характеристики пластичности:

12. относительное остаточное удлинение при разрыве $\delta = \frac{l - l_0}{l_0} \cdot 100\%$;

13. относительное остаточное сужение при разрыве $\psi = \frac{d_0 - d_ш}{d_0} \cdot 100\%$.

12. Характеристика вязкости:

- удельная работа, затраченная на разрушение единицы объёма образца $a = \frac{W_{рас}}{V_0}$,

где: $W_{рас} = \sigma_В F_В \frac{l - l_0}{l_0}$ - работа, затраченная на деформацию и разрушение расчётной длины образца;

$V_0 = S_0 l_0$ - первоначальный объём расчётной длины образца;

d_0 - диаметр рабочей части образца до испытаний;

$d_ш$ - диаметр шейки после разрыва образца;

l_0 - первоначальная расчётная длина образца;

l - остаточная расчётная длина образца после разрыва;

$S_0 = \frac{\pi d_0^2}{4}$ - площадь сечения рабочей части образца;

$F_П$ - максимальная нагрузка в зоне действия закона Гука;

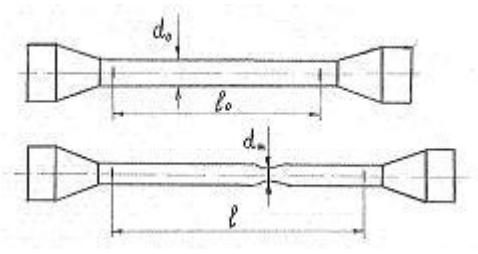
$F_Т$ - нагрузка, при которой появляются пластические деформации;

$F_В$ - максимальная нагрузка, выдерживаемая образцом.

3. Порядок выполнения работы

3.8. Измерить диаметр рабочей части образца d_0 с точностью до 0,02 мм и расчётную длину l_0 с точностью до 0,1 мм (рис. 1а) и результаты занести в таблицу 1.

а)



б)

Рис.1

3.9. Закрепить образец в захватах испытательной машины и включить привод машины.

3.10. Наблюдать за поведением образца в процессе нагружения и после обрыва образца выключить привод машины.

3.11. Освободить части образца из захватов машины, плотно прижать обе части друг к другу, замерить расчётную длину образца после обрыва l и диаметр шейки $d_ш$ в месте обрыва (см. рис.1б) и результаты занести в таблицу 1.

Таблица 1

Размеры образца	Нагрузки

до опыта		после опыта				
l_0 мм	d_0 мм	l мм	$d_ш$ мм	$F_П$ Кн	$F_Т$ Кн	$F_В$ Кн

3.12. Вынуть из самопишущего прибора диаграмму растяжения (рис.2) и по ней определить нагрузки, соответствующие пределу пропорциональности - $F_П$, пределу текучести - $F_Т$, пределу прочности - $F_В$, и результаты занести в таблицу 1.

3.13. По соответствующим формулам вычислить механические характеристики материала и результаты занести в таблицу 2.

Таблица 2

Механические характеристики материала					
Характеристики прочности			Характеристики пластичности		Характеристики вязкости
$\sigma_П$ МПа	$\sigma_Т$ МПа	$\sigma_В$ МПа	δ %	ψ %	a Нсм\см^3

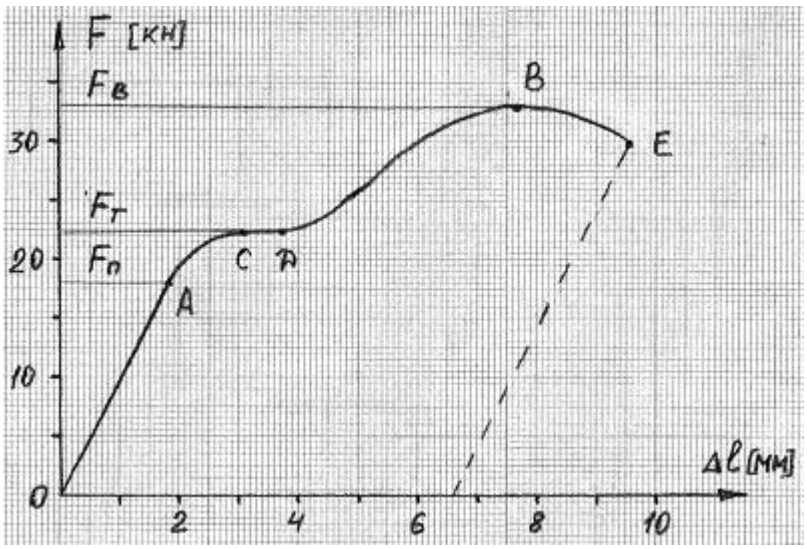


Рис.2

3.14. Ориентируясь на полученные в таблице 2 значения предела текучести $\sigma_т$ и предела прочности $\sigma_в$, по таблицам определить предполагаемую марку стали образца.

3.15. Составить и оформить отчёт о выполнении лабораторной работы по форме, приведённой в Приложении.

Контрольные вопросы:

1. Что называется, диаграммой растяжения?
2. Как формулируется закон Гука?
3. Какой участок диаграммы соответствует зоне действия закона Гука при растяжении?
4. Что такое предел пропорциональности?

5. Что такое предел текучести?
6. Что такое предел прочности?
7. Какие деформации называются упругими?
8. Какие деформации называются пластическими (остаточными)?
9. Какие участки диаграммы соответствуют упругим и какие пластическим деформациям?
10. Какие характеристики оценивают пластичность материала?
11. Какие характеристики оценивают вязкость материала?

8 1. Цель работы – экспериментальное определение механических характеристик и марки стали.

2.Практическая часть

2.1. Результаты обмера образца и обработки диаграммы растяжения

Таблица 1

Размеры образца				Нагрузки		
до опыта		после опыта				
l_0 мм	d_0 мм	l мм	$d_ш$ мм	$F_П$ кн	$F_Т$ кн	$F_В$ кн
100	10	106,6	7,8	18,0	22,5	33,0

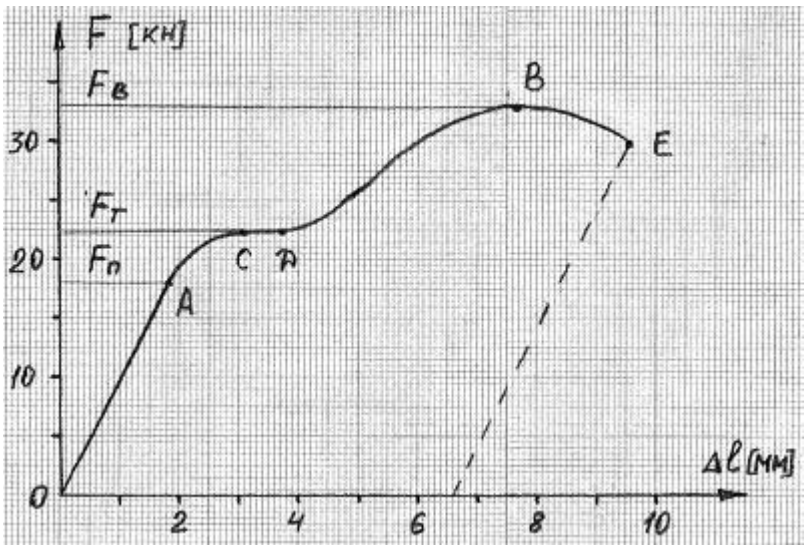
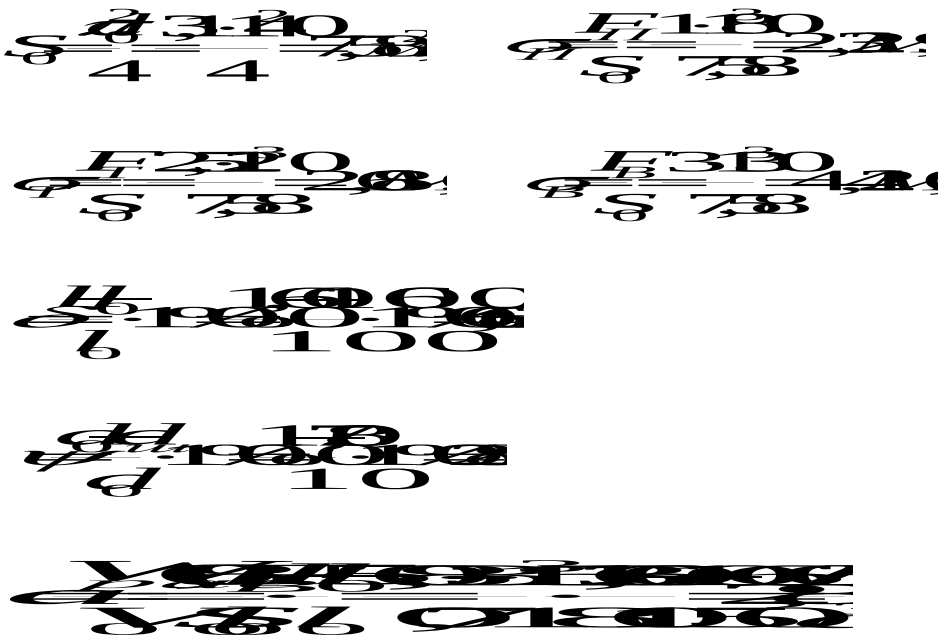


Рис.1. Диаграмма растяжения

2.2. Вычисление механических характеристик



2.3. Результаты испытаний

Таблица 2

Механические характеристики материала

Характеристики прочности			Характеристики пластичности		Характеристики вязкости
$\sigma_П$ МПа	$\sigma_Т$ МПа	$\sigma_В$ МПа	δ %	ψ %	a Нсм\см^3
229,3	286,6	420,4	6,6	22	235,8

2.4. Предполагаемая марка стали: *Сталь 25 ГОСТ 1050-74, термообработка – нормализация,* $\sigma_Т$ *=280 МПа,* $\sigma_В$ *=460 МПа.*

Задачи для решения

Определить ускорение свободного падения тел на Луне. Принять радиус Луны $\boldsymbol{R} = 1740$ *км* и массу ее $\boldsymbol{M} = 7{,}33\times10^{22}$ *кг*.

Решение.

Задача решается с применением закона всемирного тяготения и второго закона Ньютона, согласно которым:

$$F = \gamma\,(M\times m)/R^2 \quad \text{и} \quad F = m\times a,$$

где: $\boldsymbol{F}$ – сила притяжения между Луной и любым телом на ее поверхности, $\boldsymbol{M}$ – масса Луны, $\boldsymbol{m}$ – масса любого тела на поверхности Луны, $\boldsymbol{a}$ – ускорение свободного падения на Луне, $\boldsymbol{R}$ – радиус Луны, $\boldsymbol{\gamma}$ — гравитационная постоянная = $6{,}67\times10^{-11}$ *м*^{3}/(*кг* • *сек*^{2}). Приравниваем уравнения, и получим:

$$(M\times m)/R^2 = m\times a \quad (\mathbf{m}\ \textit{в обеих частях сокращается}).$$

Откуда:

$$a = \gamma M/R^2 = 6{,}67\times10^{-11}\times7{,}33\times10^{22} / 1740\,000^2 = 1{,}61\ м/с^2$$

Задача решена.

Задачи для решения

К одному концу веревки, перекинутой через неподвижный блок, привязан груз массой $m = 20$ *кг*. С каким ускорением движется груз, если к другому концу веревки приложена сила $F_T = 220$ *Н*? Трение не учитывать.

Решение.

Задача может быть решена с использованием методов кинетостатики (принцип Даламбера). На груз действуют три силы – сила тяжести, сила тяги, приложенная к концу веревки, и сила инерции. Все эти три силы условно уравновешивают друг друга в каждый данный момент времени. В виде уравнения — это утверждение выглядит так:

$$F_T + F_{ИН} - G = 0,$$

где: F_T – сила тяги на конце веревки (задана); $F_{ИН} = ma$ – сила инерции (здесь, a – искомое ускорение груза); $G = mg = 20\times9{,}81 = 196{,}2$ *Н* – сила тяжести.

Подставив все эти значения в формулу, выразим, a и определим его:

$$a = (F_T - mg)/m = (220 - 196{,}2)/20 = 1{,}19\ м/с^2$$

Задача решена.

Задачи для решения

Определить скорость вагона массой $\boldsymbol{m} = 25$ *тонн* к началу торможения, если он остановился за время $\boldsymbol{t} = 2$ *минуты* под действием средней силы торможения $\boldsymbol{F} = 4$ *кН*.

Решение.

Задача на уравнение ускоренного (в данном случае – замедленного) прямолинейного движения. Для решения используется формула, определяющая зависимость между конечной, начальной скоростью, ускорением и промежутком времени:

$$\boldsymbol{v = v_0 - a \times t},$$

где $\boldsymbol{v}$ – конечная скорость вагона (после остановки равна нулю); $\boldsymbol{v_0}$ – начальная скорость вагона (искомая), $\boldsymbol{a}$ – ускорение (замедление) вагона в результате торможения силой $\boldsymbol{F}$ ($\boldsymbol{a}$ определяем из второго закона Ньютона: $\boldsymbol{a = F/m} = 4000/25000 = 0{,}16$ *м/с*^{2}), $\boldsymbol{t}$ – время (в секундах) до полной остановки вагона ($\boldsymbol{t} = 120$ *сек*).

Выражаем из уравнения скорость $\boldsymbol{v_0 = a \times t}$, подставляем значения и подсчитываем:

$$\boldsymbol{v_0 = 0{,}16 \times 120 = 19{,}2} \text{ м/с}$$

Задача решена.

Изучение конструкции цилиндрического зубчатого редуктора, применяемого в приводе станка - качалки

Цель: *Ознакомление с конструкцией редуктора и назначением его деталей; составление кинематической схемы реального зубчатого редуктора; определение основных параметров зубчатых пар редуктора путем их замера и расчета.*

Оборудование и инструмент: *Цилиндрический двухступенчатый редуктор с косозубыми колесами, набор гаечных ключей, отвертки, молоток с мягким бойком, линейка, штангенциркуль, транспортир, схема редуктора, краска для получения отпечатков зубьев.*

Теоретическое обоснование

В машиностроении широкое применение находят зубчатые передачи.

По относительному расположению валов в пространстве редукторы бывают горизонтальные и вертикальные; по особенности кинематической схемы – развернутые, соосные, с развернутой ступенью и т.д.

Наиболее распространены двухступенчатые горизонтальные цилиндрические редукторы, выполненные по развернутой схеме. Такие механизмы могут передавать крутящий момент до 10…15 кН·м, их передаточное число обычно составляет u = 8…50, КПД до 97 %.

Описание конструкции цилиндрического редуктора

Редуктор состоит из корпуса, узлов зубчатых колес и шестерен с опорами, крышек подшипников и регулировочных колец.

Корпус служит для размещения в нем деталей передач, для обеспечения смазки зубчатых колес и подшипников, предохранения их от загрязнения и для восприятия усилий, возникающих в процессе работы механизма. Корпус должен быть достаточно прочным и жестким, так как в случае его деформации возникает перекос валов, что может привести к повышенному

износу зубьев вследствие неравномерности распределения нагрузки и даже к поломке. Для повышения жесткости корпус усиливают ребрами, расположенными на участках размещения опор валов. Для удобства монтажа корпус выполнен разъемным. Плоскость разъема горизонтально проходит через оси валов. Нижняя часть корпуса называется картером, верхняя – крышкой. На крышке имеется смотровое окно, закрытое прямоугольной крышкой с отдушиной, которая служит для выравнивания давления внутри корпуса редуктора с атмосферным. В картере имеется пробка для слива масла и щуп для замера его уровня. Картер и крышку соединяют болтами, которые устанавливают с зазором.

Маслонепроницаемость корпуса и крышки редуктора достигается окрашиванием внутренней поверхности маслостойкой краской или нитроэмалью после очистки от песка и пригара, однако при этом ухудшается условие теплопередачи.

При сборке плоскости стыков смазывают жидким стеклом или щелочным лаком. При этом не рекомендуется ставить прокладки между корпусом и крышкой редуктора, так как они изменяют характер посадки подшипников качения.

Зубчатые колеса служат для передачи вращательного движения. В изучаемом редукторе применены цилиндрические косозубые колеса. По сравнению с прямозубыми косозубые передачи имеют повышенную нагрузочную способность и работают более плавно.

Колеса насаживают на вал по посадке, гарантирующей натяг в сопряжении. В отдельных случаях шестерни изготавливают заодно с валом, получая так называемые валы-шестерни. В данном редукторе в виде вала-шестерни выполнен быстроходный (входной) и промежуточный валы.

Подшипники служат для поддержания вращающихся валов. Подшипник качения состоит из внутреннего и наружного колец с желобами

для качения шариков, комплекта шариков (роликов) и сепаратора, удерживающего шарики (ролики) на определенном расстоянии друг от друга. Подшипник надевают на вал по посадке, гарантирующей натяг, наружное кольцо – по переходной посадке. Это делается для облегчения осевых смещений валов при регулировке зацепления, а также для обеспечения поворота наружного кольца с целью уменьшения износа его дорожки. В данной конструкции применены радиальные шариковые подшипники.

Для обеспечения возможности сквозной расточки гнезд противоположных подшипников их конструируют одного диаметра. Расточка гнезд подшипников должна быть выполнена с большой точностью, чтобы избежать перекоса осей, приводящего к неравномерности распределения нагрузки по длине зуба.

Редукторы с подшипниками качения обычно относятся к легкому и среднему типам. Подшипники качения имеют более высокий КПД, малые габариты по длине, упрощенную конструкцию гнезд, а также малое нагревание. Вопросы смазки подшипников качения решаются проще, чем подшипников скольжения.

Крышки подшипников служат для предотвращения попадания пыли и грязи внутрь корпуса и в подшипниковые узлы, и для передачи на корпус осевых усилий. Крышки могут быть глухими и сквозными. В последних проточены отверстия для прохода валов и специальные кольцевые канавки для уплотнения. Крышки могут быть закладные и привертные.

Болтовое соединение для корпуса и крышки редуктора. В болтах, соединяющих корпус и крышку редуктора, необходимо предусмотреть средства против самоотвинчивания гаек, например, в крупных редукторах могут применяться контргайки, а в мелких и средних – пружинные шайбы или стопорные шайбы с лапками.

Штифты. Для точного фиксирования положения крышки относительно корпуса редуктора при совместной расточке гнезд под подшипники и при сборке предусматривается два конических штифта *9*, которые располагаются на противоположных концах редуктора несимметрично по длине. При симметричной крышке штифты располагаются таким образом, чтобы при сборке редуктора крышку нельзя было поставить неправильно.

Крышки смотровые. Для осмотра зацепления зубчатых колес и заливки смазочного масла в верхней части редуктора предусматривается отверстие, закрываемое смотровой крышкой с отдушиной.

Смазка редуктора. В настоящее время в машиностроении для смазки передач широко применяют циркулярную или картерную системы смазки. В данной конструкции редуктора использована картерная смазка, которая осуществляется окунанием зубчатых колес в масло, заливаемое в картер редуктора. Этот вид смазки применяют при окружных скоростях зубчатых колес до 12,5 м/с. При более высоких окружных скоростях масло сбрасывается с зубьев центробежной силой и зацепление работает при недостатке смазки. Быстроходное колесо двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора должно быть погружено в масляную ванну на глубину до $5m$ (m – модуль зацепления).

Минимальный объем залитого масла в зубчатых передачах составляет 0,4…0,6 литров на 1кВт передаточной мощности. При работе передачи внутри корпуса создается масляный туман. Конденсируясь на стенках, масло стекает вниз и, смазывает подшипники качения. Обычно используют индустриальное масло И-12, И-30, И-50; автотракторное масло АК-20, АК-15.

Следует помнить, что чем больше объем масляной ванны, тем дольше сохраняются свойства масла, и тем лучше условия смазки. Поэтому

максимальный объем ванны ограничивается предельно допустимой высотой уровня масла в корпусе.

Отдушины. С целью устранения утечки масла через уплотнения валов, которая возможна при повышении давления вследствие нагревания редуктора, внутренняя полость его сообщается с атмосферой при помощи отдушин.

Длину конца вала, выступающую из корпуса, выбирают с таким расчетом, чтобы на него можно было насадить полумуфту МУВП или другую муфту в зависимости от задания на курсовой проект. При этом необходимо предусмотреть зазор между боковой крышкой и полумуфтой, который давал бы возможность вывертывания болтов и замены набивки в сальниковых уплотнениях или смену пальцев с резиновыми кольцами в муфтах МУВП.

При наличии на быстроходном или тихоходном валах деталей ременной, цепной или зубчатой передач длина выступающих концов вала определяется с учетом размещения деталей этих передач.

Косозубые передачи

Зуб прямозубого колеса входит в зацепление сразу по всей длине.
Неточности изготовления приводят к появлению толчков при входе зуба в зацепление, интенсивность которых тем больше, чем выше скорость.
Плавность передачи снижается, шум возрастает. Косозубые и шевронные цилиндрические колеса применяют при окружных скоростях □> 6 м/с, так как прямозубые при таких скоростях работают удовлетворительно лишь при высокой точности их изготовления.
По сравнению с прямозубой косозубая передача имеет:

Достоинства:

Больше передаваемая мощность при тех же габаритах

Меньше шума

Выше плавность работы

Недостатки:

Наличие осой силы

Сложнее изготовление

В косозубых передачах одно из колес имеет зубья с правым направлением винтовой линии, а зубья другого колеса — с левым направлением; углы наклона зубьев у обоих колес одинаковы.

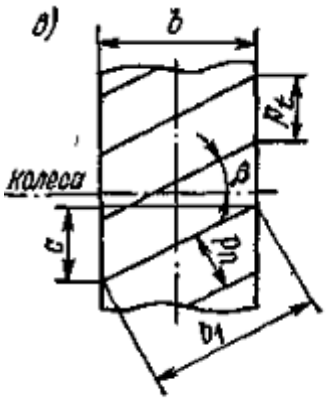


Рисунок 3.1

На рисунке 3.1 показаны:

- окружной шаг p_t,
- нормальный шаг p_n,
- ширина венца b,
- длина зуба b_1
- угол наклона зубьев к оси колеса.

Из рисунка видно, что

$$P_n = P_t \cos\beta, \text{ откуда:}$$

$$P_t = P_n / \cos\beta$$

Соответственно различают окружной и нормальный модули m_t и m_n, связанные между собой зависимостями:

$$m_n = m_t \cos\beta \quad и \qquad m_t = m_n / \cos\beta$$

При проектировании колес с косыми зубьями нормальный модуль должен быть выбран по стандарту.

Косозубое колесо нарезают тем же инструментом, что и прямозубые. Наклон зуба получают поворотом инструмента на угол β. Профиль косого зуба в нормальном сечении соответствует исходному контуру инструментальной рейки и, следовательно, совпадает с профилем прямого зуба модуля m.

Диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = m_t z_1 = m_n z_1 / \cos\beta \qquad\qquad d_2 = m_t z_2 = m_n z_2 / \cos\beta$$

Межосевое расстояние

$$a_\omega = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2\cos\beta} = \frac{m z_\Sigma}{2\cos\beta}$$

Высоты головки косого зуба h_a и ножки h_t соответственно равны:

$$h_a = m; \quad h_f = 1{,}25m$$

Диаметр окружности вершин

$$d_a = d + 2m$$

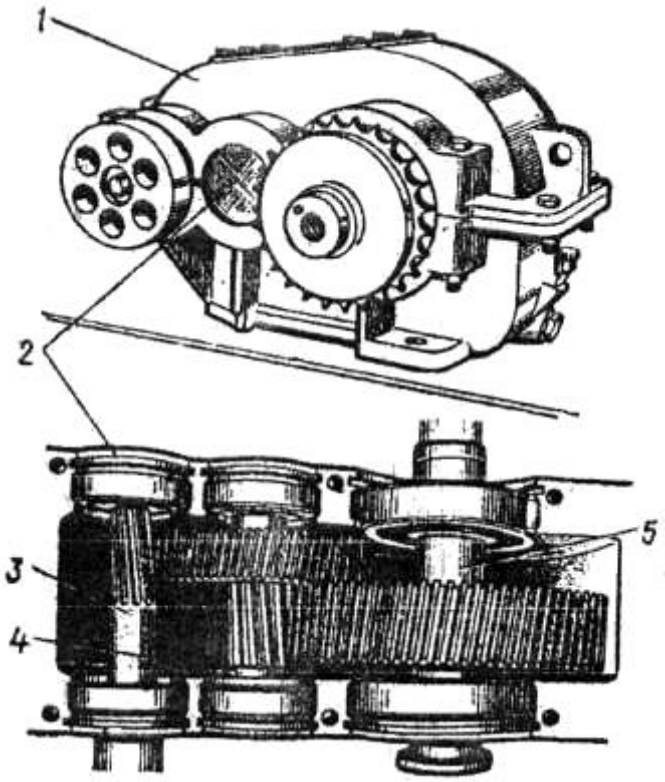


Рисунок 3.2

Практическая часть

Произвести внешний осмотр редуктора, изучить конструкцию корпуса и назначение деталей. Разборку редуктора, представленного на рисунке (3.2), можно производить в следующем порядке:

– Отвинтить соединительные болты, снять крышку 1 редуктора и крышки подшипниковых узлов 2.

– Ознакомиться с внутренним устройством редуктора; обратить внимание на способ смазки зацепления и подшипников.

– Снять входной 3, промежуточный 4 и выходной 5 валы редуктора с деталями и подшипниками, установленными на них.

– Путём замеров и расчётов определить основные размеры и параметры зубчатого зацепления, указанные в таблице 3.1 отчёта.

– *Произвести замер угла β наклона зубьев непосредственно по диаметру выступов по отпечаткам зубьев на бумаге, предварительно нанеся на них тонкий слой краски.*

– *После выполнения всех замеров, необходимых для заполнения таблицы отчёта и уяснения внутренней конструкции редуктора, собрать редуктор до установки крышки корпуса, проверить качество (плавность) зацепления колёс, установить крышку и закрепить её болтами.*

– *Заполнить таблицу 3.1 отчета.*

– *Составить и вычертить в масштабе кинематическую схему редуктора.*

– *Составить характеристику редуктора по его параметрам и схеме.*

Отчет о работе

– Определение основных геометрических и кинематических параметров цилиндрического редуктора (таблица 3.1);

– Кинематическая схема редуктора;

– Ответы на контрольные вопросы;

– Выводы о проделанной работе.

Контрольные вопросы

1. В чем преимущества и недостатки косозубых передач перед прямозубыми?
2. Каков угол наклона зуба в косозубой передаче?
3. Как производится смазка деталей данного редуктора?
4. Чем объясняется неодинаковая ширина венца шестерни и колеса зубчатой пары редуктора?

Таблица 3.1

Наименование величины	**Обозначение**	**Способ определения**	**Результаты измерений и вычислений**	
			Быстроходная	*Тихоходная*
Число зубьев шестерни	Z_1 , Z_3	*Замер*	Z_1	Z_3
Число зубьев колеса	Z_2 , Z_4	*Замер*	Z_2	Z_4
Передаточное число ступени	U_1 U_2	$U_1 = Z_2/Z_1$ $U_2 = Z_4/Z_3$	U_1	U_2
Общее передаточное число редуктора	$U_{общ}$	$U_{общ} = U_1 \, x \, U_2$		
Межосевое расстояние, мм	a_w	*Замер*	a_{w1}	a_{w2}
Угол наклона зуба по вершинам, град	β_a	*Замер*		
Угол наклона зуба по делительному диаметру, град	β	$\beta = arctg(\frac{Z_1}{Z_1+2} \cdot tg\beta_a)$		
Модуль нормальный , мм	m_n	$m_n = \frac{2a_w}{(Z_1+Z_2)} \cdot \cos\beta$		
Модуль торцовый, мм	m_t	$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$		
Диаметр делительных окружностей, мм	d_1 d_2	$d_1 = m_t \, x \, z_1$ $d_2 = m_t \, x \, z_2$		

Диаметры вершин зубьев, мм	d_{a1} d_{a2}	$d_{a1} = d_1 + 2m_n$ $d_{a2} = d_2 + 2m_n$		
Ширина венцов колес, мм	b_1	*Замер*		
	b_2	*Замер*		

Точность вычислений и замеров:

Передаточное число – 0,00

Диаметры – 0, 00

Модуль нормальный округлять до стандартного значения (смотри лабораторную работу 1)

Модуль торцовый – 0,000

Ширина венца – округлять до целого числа.

Определение параметров прямозубого зубчатого колеса

Цель: Научиться определять размеры прямозубого цилиндрического колеса замером и вычислением, выполнять эскиз колеса в масштабе.

Оборудование и инструмент: Прямозубое цилиндрическое колесо,

штангенциркуль.

Теоретическое обоснование

В прямозубой передаче зубья входят в зацепление по всей длине. Вследствие погрешностей изготовления передачи и ее износа при работе процесс выхода одной пары зубьев из зацепления и начало зацепления другой пары сопровождаются ударами и шумом, величина которых возрастает с увеличением окружной скорости колес. Прямозубые передачи поэтому применяют при невысоких окружных скоростях.

Элементы эвольвентных зубчатых колес стандартизованы.

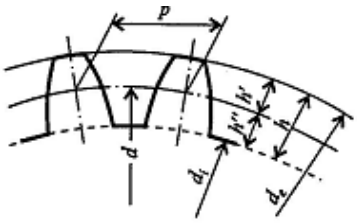


Рисунок 1.1

1 Шаг зубьев по делительной окружности $p = \pi d/z$,

где z – число зубьев

2 Основной параметр - модуль зубьев $m = \frac{p}{\pi}$, мм

$т_1 = т_2 = т$, так как в зацеплении могут быть зубчатые колеса только одного модуля.

Модуль стандартизован - 1 ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3, 4; 5; 6; 8 … 80

3 Диаметр делительной окружности: d = mz

4 Делительная окружность делит зуб по высоте на 2 части: головку и ножку

– Высота головки $h_a = m$

– Высота ножки $h_f = 1{,}25m$.

– Высота зуба $h = 2{,}25m$

5 Диаметр окружности выступов $d_a = m\,(z + 2)$

6 Диаметр окружности впадин $d_f = m\,(z - 2{,}5)$

7 Расстояние между центрами двух зубчатых колес, находящихся в зацеплении:

$$a_\omega = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{m_1 z_1}{2} + \frac{m_2 z_2}{2} = m\frac{z_1 + z_2}{2},$$

Размеры зубчатой передачи могут быть уменьшены при заданном передаточном отношении путем уменьшения числа зубьев меньшего колеса. При изготовлении колеса с малым числом зубьев может происходить *подрезание зубьев*, т. е. врезание головки зуба стандартного инструмента — рейки, червячной фрезы или долбяка — в ножку зуба колеса (рисунок 1.2). При этом значительно снижается прочность зуба. При проектировании зубчатых передач не следует принимать число зубьев колеса меньше z_{min}, значение которого для приводных передач рекомендуется $z_{min} \geq 17$.

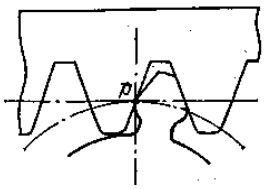


Рисунок 1.2

Корригированием называется улучшение профиля зуба. Корригирование применяется для устранения подрезания зубьев шестерни при $z < z_{min}$.

В зависимости от назначения, размеров и технологии получения заготовки зубчатые колеса имеют различную конструкцию. Цилиндрические и конические шестерни выполняют как одно целое с валом (вал-шестерня). Это объясняется тем, что раздельное изготовление увеличивает стоимость производства вследствие увеличения числа посадочных поверхностей, требующих точной обработки, а также вследствие необходимости применения того или иного соединения (например, шпоночного).

Насадочные шестерни применяют в случаях, когда они должны перемещаться вдоль вала или в зависимости от условий сборки.

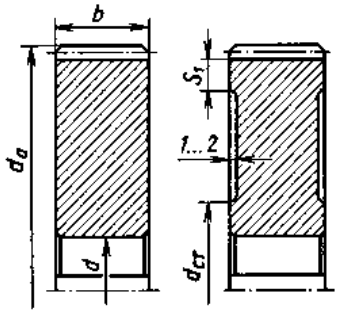


Рисунок 1.3 - Монолитные зубчатые колеса:

S_1=2,5m+2мм; $d_{ст}$=0,5d+10мм

При диаметре окружности вершин $d_a \leq 150$ мм колеса изготовляют в форме сплошных дисков из проката или из поковок (рисунок 1.3). Зубчатые колеса диаметром $d_a \leq 500$ мм получают ковкой (рисунок 1.4), отливкой или сваркой. Колеса диаметром $d_a > 500$ мм выполняют отливкой или сваркой. Бандажированные или свертные колеса применяют в целях экономии легированных сталей.

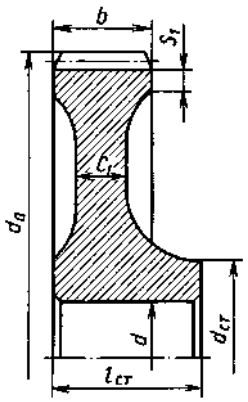


Рисунок 1.4 - Конструкция кованного колеса при $d_a \leq 500$ мм:

S_1=2,5 m+2 мм; S_2 = 2,5 $m_e(m_{te})$+2 мм; $d_{ст}$=l,5d+10 мм;

$l_{ст}$ =(0,8...1,5)d; C_1 =0,4...0,5b; C_2= (2...2,5)S_2

Основные конструктивные элементы колеса – обод, ступица и диск (рисунок 1.5).

Обод с зубчатым венцом шириной b воспринимает нагрузку от зубьев и должен быть достаточно прочным и в то же время податливым, чтобы способствовать равномерному распределению нагрузки по длине зуба. Жесткость обода обеспечивает его толщина S.

Ступица - выступающая часть колеса с размерами: $d_{ст}$, $l_{ст}$ и посадочным отверстием d. Ступица служит для соединения колеса с валом и может быть расположена симметрично, несимметрично относительно обода или равна ширине обода. Это определяется технологическими или конструктивными условиями. Длина ступицы $l_{ст}$ должна быть оптимальной, чтобы обеспечить, с одной стороны, устойчивость колеса на валу в плоскости, перпендикулярной оси вала, а с другой — получение заготовок ковкой и нарезание шпоночных пазов методом протягивания.

Диск соединяет обод и ступицу. Его толщина С определяется в зависимости от способа изготовления колеса. Иногда в дисках колес выполняют отверстия, которые используют при транспортировке и обработке

колес, а при больших размерах и для уменьшения массы. Диски больших литых колес усиливают ребрами или заменяют спицами. Острые кромки на торцах ступицы и углах обода притупляют фасками f.

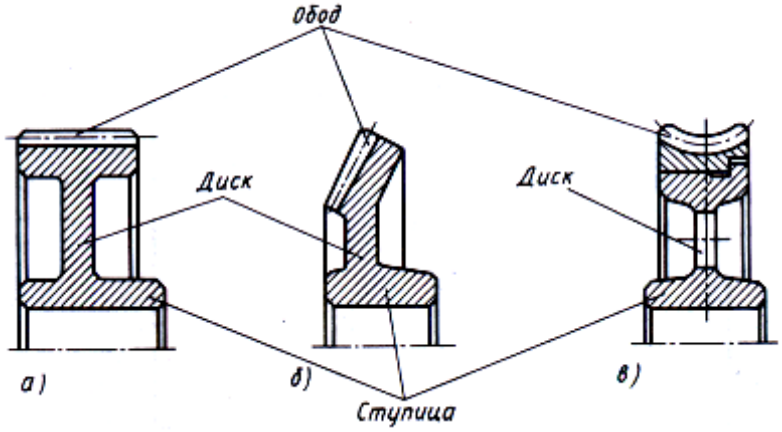


Рисунок 1.5 – Основные конструктивные элементы колеса

Практическая часть

Ознакомиться с конструкцией зубчатого колеса, назначением его отдельных частей. Путем замеров и вычислений определить основные параметры и размеры колеса, результаты занести в таблицу 1.1

Выполнить эскиз зубчатого колеса в масштабе по размерам, найденных замером.

Отчет о работе

- *Тема;*
- *Цель;*
- *Оборудование и инструменты;*
- *Таблица основных параметров (таблица 1.1);*
- *Эскиз зубчатого колеса в масштабе 1:1;*
- *Ответы на контрольные вопросы;*
- *Выводы о проделанной работе.*

Контрольные вопросы

1. В чем заключаются достоинства и недостатки прямозубых зубчатых колес?
2. Какими способами получают заготовки зубчатых колес?
3. Из каких основных частей состоит зубчатое колесо?
4. Почему шестерни часто выполняют заодно с валом? Как они называются?
5. В каких случаях применяют насадные шестерни?
6. Какое минимальное число зубьев допускается для шестерни?

Таблица 1.1

№	*Величина и её размерность*	*Обозначение*	*Способ определения*	
			Вычисления	*Замер*
1	Число зубьев	Z	-	
2	Диаметр вершин, (мм)	d_a	-	
3	Модуль зубьев, (мм) *(округляем до стандартного значения)*	m	$m = d_a/(z+2)$	
4	Делительный диаметр, (мм)	d	$d = mz$	
5	Диаметр впадин, (мм)	d_f	$d_f = m(z-2,5)$	
6	Ширина венца, (мм)	b	-	

7	Диаметр посадочного отверстия, (мм)	d_0	-	
8	Диаметр ступицы, (мм)	$d_{ст}$	-	
9	Длина ступицы, (мм)	$l_{ст}$	-	
10	Толщина обода, (мм)	S_1	-	
11	Толщина диска, (мм)	C_1	-	

Изучение конструкции червячного редуктора

***Цель работы*:** Ознакомление с конструкцией редуктора и назначением его деталей; определение основных параметров червячной пары путем замера и расчета; изучение способов регулировки закрепления червячной пары.

Оборудование и инструмент: червячный редуктор, набор гаечных ключей и отверток, штангенциркуль, масштабная линейка, краска для проверки пятна контакта, набор регулировочных прокладок, сборочный чертеж редуктора.

Теоретическое обоснование

Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненных в виде отдельного закрытого агрегата, и служащий для передачи мощности от двигателя к рабочей машине. *Назначение редуктора* – понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Червячная передача имеет перекрещивающиеся оси валов, обычно под углом 90°. Она состоит из червяка – винта с трапецеидальной резьбой и зубчатого червячного колеса с зубьями соответствующей специфической формы. Червячная или зубчато-винтовая передача относится к передачам зацеплением с перекрещивающимися осями валов. Движение в червячных передачах осуществляется по принципу винтовой пары. Изобретателем червячных передач считают Архимеда.

Достоинства червячных передач:

– большое передаточное отношение (до 80);

– плавность и бесшумность хода

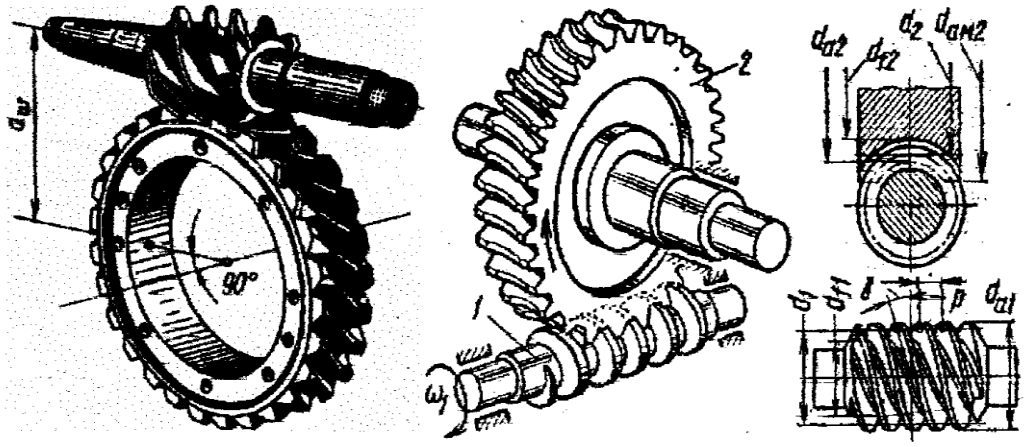


Рисунок 2.1 – Конструкция червячной передачи

В отличие от эвольвентных зацеплений, где преобладает контактное качение, виток червяка скользит по зубу колеса, окружные скорости червяка и колеса не совпадают ни по величине, ни по направлению. Следовательно, червячные передачи имеют "по определению" один фундаментальный недостаток: высокое трение в зацеплении. Это ведёт к низкому КПД (на 20-30% ниже, чем у зубчатых), износу, нагреву и необходимости применять дорогие антифрикционные материалы.

Кроме того, помимо достоинств и недостатков, червячные передачи имеют важное свойство: движение передаётся только от червяка к колесу, а не наоборот. Никакой вращающий момент, приложенный к колесу, не заставит вращаться червяк. Именно поэтому червячные передачи находят применение в подъёмных механизмах, например в лифтах. Там электродвигатель соединён с червяком, а трос пассажирской кабины намотан на вал червячного колеса во избежание самопроизвольного опускания или падения.

Это свойство не надо путать с реверсивностью механизма. Ведь направление вращения червяка может быть любым, приводя либо к подъёму, либо к спуску той же лифтовой кабины.

Передаточное отношение червячной передачи находят аналогично цилиндрической $U = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1$.

Здесь Z_2 – число зубьев колеса, а роль числа зубьев шестерни Z_1 выполняет число заходов червяка, которое обычно бывает равно 1, 2, 3 или 4.

Очевидно, что однозаходный червяк даёт наибольшее передаточное отношение, однако наивысший КПД достигается при многозаходных червяках, что связано с уменьшением трения за счёт роста угла трения.

Основные причины выхода из строя червячных передач:

– поверхностное выкрашивание и схватывание;
– излом зуба.

Это напоминает характерные дефекты зубчатых передач, поэтому и расчёты проводятся аналогично.

Вследствие нагрева, вызванного трением, червячные передачи нуждаются также и в тепловом расчёте. Практика показывает, что механизм опасно нагревать выше 95^oC. Допускаемая температура назначается $65\ ^oC$.

В случае, когда расчётная температура превышает допускаемую, то следует предусмотреть отвод избыточной теплоты. Это достигается оребрением редуктора, искусственной вентиляцией, змеевиками с охлаждающей жидкостью в масляной ванне и т.д.

Оптимальная пара трения это "сталь по бронзе". Поэтому при стальном червяке червячные колёса должны выполняться из бронзовых сплавов. Однако цветные

СОЕДИНЕНИЕ ВЕНЦА СО СТУПИЦЕЙ

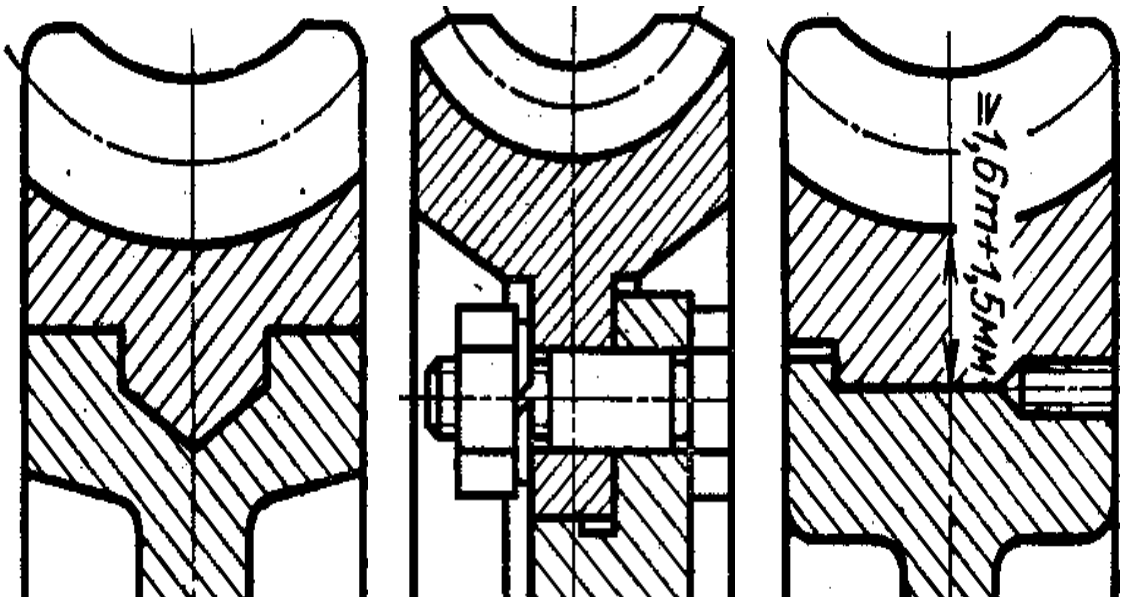


Рисунок 2.2

металлы дороги и поэтому из бронзы выполняется лишь зубчатый венец, который крепится на сравнительно дешёвой стальной ступице. Таким образом, червячное колесо - сборочная единица, где самые популярные способы крепления венца это либо центробежное литьё в кольцевую канавку ступицы; либо крепление венца к ступице болтами за фланец; либо посадка с натягом и стопорение винтами для предотвращения взаимного смещения венца и ступицы.

Крепление венца к ступице должно обеспечивать фиксацию как от проворота (осевая сила червяка = окружной силе колеса), так и от осевого "снятия" венца (окружная сила червяка = осевой силе колеса).

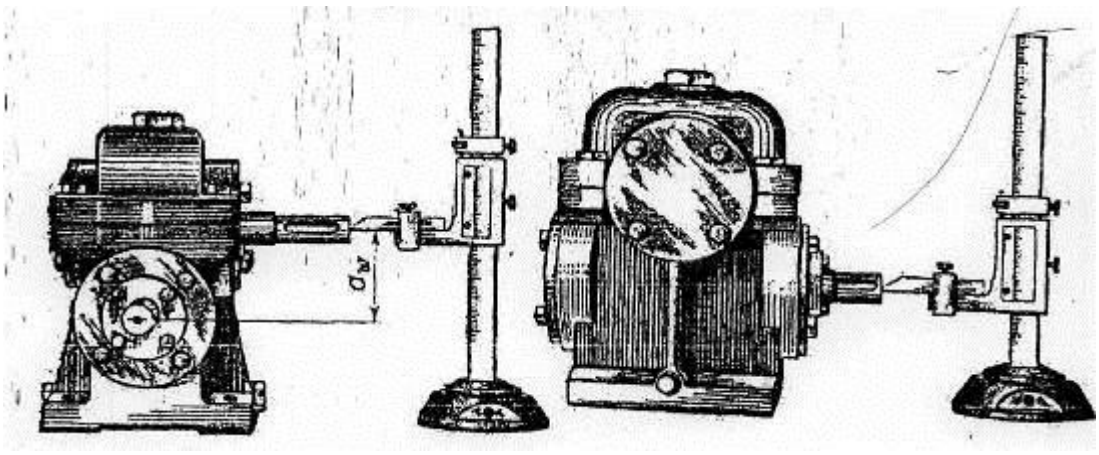


Рисунок 2.3

Большое скольжение в червячных передачах вызывает повышенный износ и склонность к заеданию (основные недостатки червячных передач). Кроме того, долговечность, несущая способность и к.п.д. червячных передач зависят от величины и равномерности контактной площадки зацепления, которая наряду с деформацией червяка и точностью изготовления зубьев колеса и витков червяка, зависит от правильного взаимного расположения элементов зацепления, обеспечиваемого при монтаже.

Показателями точности монтажа силовых червячных передач являются: величина и характер пятна контакта между зубьями колеса и витками червяка; величина смещения средних плоскостей колеса и червяка; величина отклонения от номинального межосевого расстояния, определяющего величину радиального зазора в зацеплении.

Таким образом, правильность зацепления червячной пары является одним из существенных факторов, характеризующих надежность передачи. Следовательно, при сборке червячных редукторов на обеспечение правильного зацепления элементов следует обратить внимание.

Практическая часть

1 Произвести внешний осмотр редуктора и наметить план его разборки.

2 Замерить 2-3 раза расстояние между осями валов (как показано на рисунке 2.1) и округлить его до ближайшего стандартного по ГОСТу.

Величину " a_w " занести в таблицу отчета.

3 Отвинтить крепежные элементы крышки корпуса и крышек под-шипниковых узлов, снять крышки и ознакомиться с внутренним устройством редуктора. Особое внимание следует обратить на способ регулировки подшипников и правильность зацепления червячной пары.

4 Вынуть червячное колесо редуктора вместе с валом, а также червяк с деталями на нем (детали и подшипники с валов не снимать). Ознакомиться с конструкцией колеса и червяка, путем замера и расчета определить их размеры и параметры. Результаты занести в таблицу 2.1 отчета.

5 Выполнить кинематическую схему редуктора.

6 Произвести сборку редуктора в последовательности, обратной разборке.

7 На очищенные 3-4 зуба колеса тонким равномерным слоем нанести краску и, проворачивая червяк, наблюдать пятно контакта на зубьях колеса. Если оно смещено влево или право, то соответствующим подбором регулировочных прокладок (рисунок 2.2) добиться, чтобы пятно контакта расположилось симметрично, т.е. чтобы средняя плоскость червячного колеса проходила через центр червяка. Этим обеспечивается нормальное зацепление червячной пары.

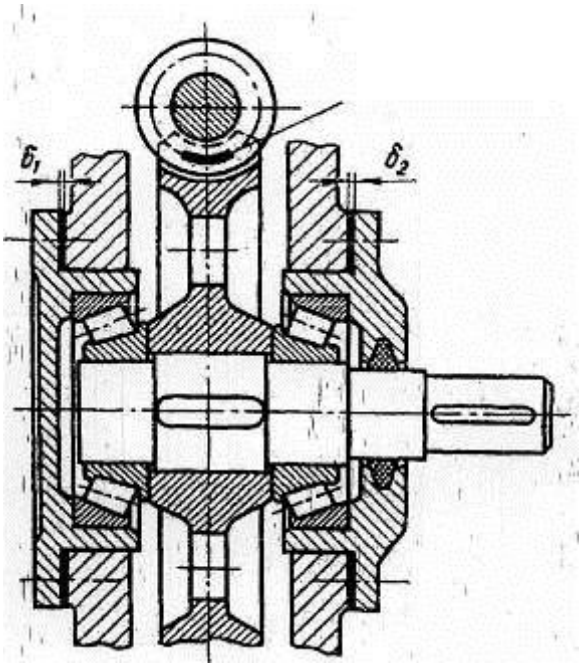


Рисунок 2.2

Отчет о работе

- *Основные параметры исследуемого редуктора (таблица 2.1);*
- *Кинематическая схема редуктора;*
- *Ответы на контрольные вопросы;*
- *Выводы о проделанной работе.*
-

Контрольные вопросы

1. Что такое редуктор? Его назначение?
2. Назовите преимущества и недостатки червячной передачи в сравнении с зубчатой.
3. Из каких материалов изготавливают червячные колеса и почему?
4. Как определить передаточное отношение червячной передачи?
5. Как обеспечивается соосность средней плоскости колеса и червяка?

Таблица 2.1

Наименование величины и размерность	*Обозначе-ние*	*Способ определения*	*Значения величин*
Межцентровое расстояние, мм	a_w	Замерить	
Число зубьев колеса	Z_2	Сосчитать	
Число заходов червяка	Z_1	Сосчитать	
Передаточное число	u	$u=z_2/z_1$	
Диаметр вершин зубьев, мм	d_{a1} d_{a2}	Замерить Замерить	
Осевой шаг червяка, мм	p	Замерить	
Осевой модуль, мм	m	$m = p/\pi$	
Диаметр делительной окружности червяка, мм	d_1	$d_1 = d_a - 2m$	
Диаметр делительной окружности колеса, мм	d_2	$d_2 = z_2m$	
Относительный диаметр червяка	q	$q = d_1/z_1$	
Угол подъема винтовой линии, град	ψ	$tg\ \psi = z_1/q$	

Диаметры впадин зубьев, мм	d_{f1} d_{f2}	$d_{f1} = d_1 - 2{,}4m$ $d_{f2} = d_2 - 2{,}4m$	
Длина нарезанной части червяка, мм	b_1	Замерить	
Ширина венца колеса, мм	b_2	Замерить	

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном пособии описаны обязательные практические работы студентов при изучении Технической механики. В описании практических работ указан алгоритм их проведения и источники получения информации.

Пособие содержит список основной и справочной литературы, необходимой при выполнении практических работ студентами.

В дальнейшем пособие может перерабатываться при изменении Федеральных государственных стандартов и требований к содержанию и оформлению методических разработок.

Список литературы

1. Боголюбов С.К. Техническое черчение М., Машиностроение 2015г.
2. Вышнепольский И.С. Техническое черчение. М., Изд. центр Академия 2011г.
3. Миронов Б.Г. Миронова Р.С. Сборник заданий по инженерной графике М., Высшая школа 2015г.
4. Ботвинников А.И. Черчение: учебник для общеобразовательных учреждений. М., АСТ. Астрель, 2013г.
5. Преображенская Н.Г. Черчение: учебник для общеобразовательных учреждений. М., Вентана-Граф, 2014г.
6. Бабулин Н.А. Построение и чтение машиностроительных чертежей. М., Высшая школа 2012г.
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя в 3т. М., Машиностроение 2011г.
8. Левицкий В.С. Машиностроительное черчение и автоматизация выполнения чертежей. М., Высшая школа 2012г.