

**КРАЕВОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
«АЛТАЙСКИЙ КОЛЛЕДЖ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И БИЗНЕСА»**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАДАНИЙ**

по учебной дисциплине ОП.02 Техническая механика

программы подготовки специалистов среднего звена
по специальности СПО

**15.02.06 Монтаж, техническая эксплуатация и ремонт холодильно -
компрессорных и теплонасосных машин и установок (по отраслям)**
направленность – Техник по холодильно-вентиляционной технике и системам кондиционирования
воздуха

Бийск 2026

Практическая работа №1

«Определение проекций сил на оси координат»

Цель работы

Уметь определять проекции силы на две взаимно перпендикулярные оси, решать задачи на равновесие в аналитической форме

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

1. Работа выполняется в тетради
2. Выбрать из приложения 1 задание, начертить условие и решить задачи с подробным объяснением
3. Выполненная работа сдается для проверки преподавателю
4. Работа считается зачтенной, если она выполнена правильно, аккуратно оформлена

Теоретическая часть

Проекция силы на ось

Проекция силы на ось определяется отрезком оси, отсекаемым перпендикулярами, опущенными на ось из начала и конца вектора (рис.1).

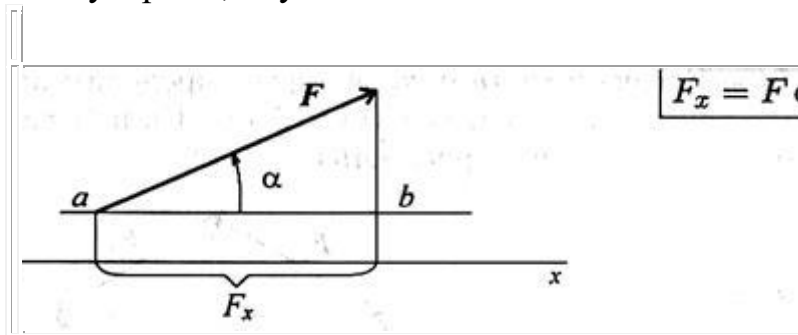


Рис.1

Величина проекции силы на ось равна произведению модуля силы на косинус угла между вектором силы и положительным направлением оси. Таким образом, проекция имеет знак: положительный при одинаковом направлении вектора силы и оси и отрицательный при направлении в сторону отрицательной полуоси (рис. 2).

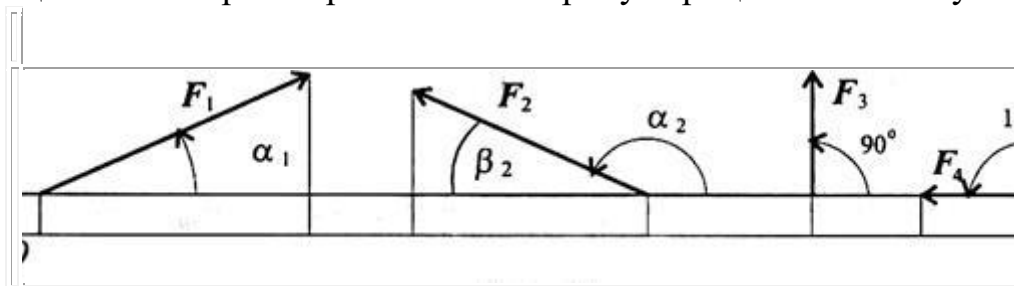
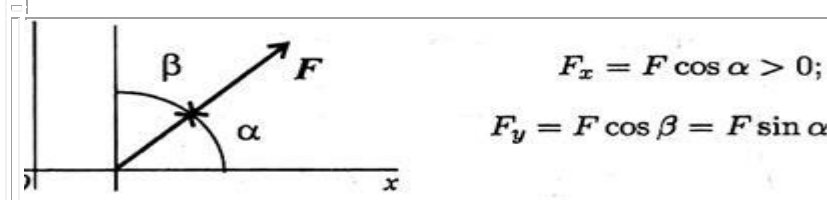
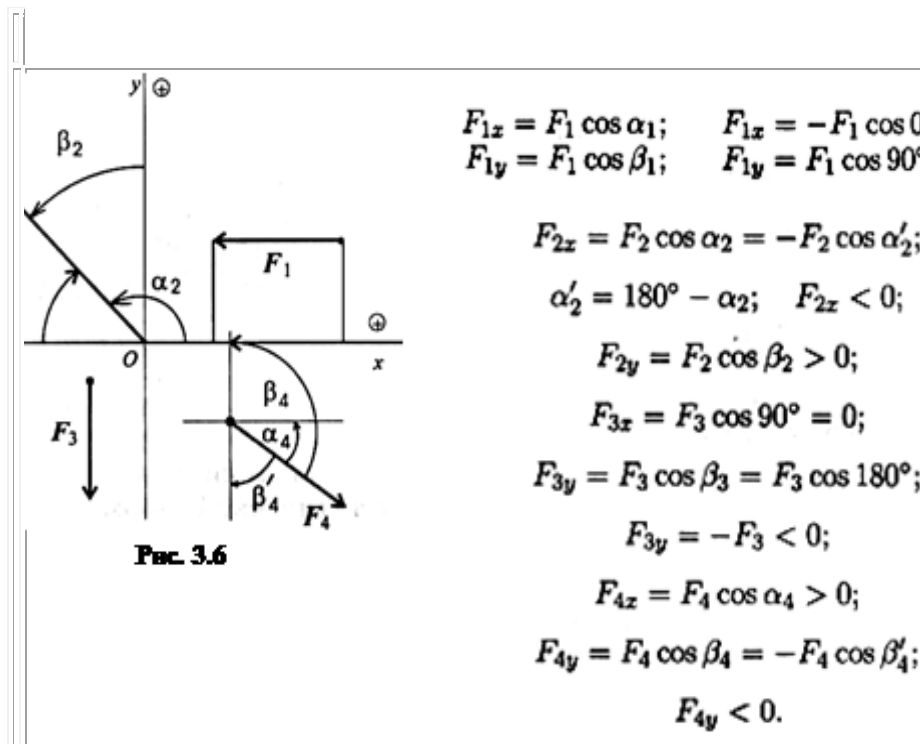


Рис.2

$$F_{1x} = F_1 \cos \alpha_1 > 0; F_{2x} = F_2 \cos \alpha_2 = -F_2 \cos \beta_2;$$
$$\cos \alpha_2 = \cos (180^\circ - \beta_2) = -\cos \beta_2$$
$$F_{3x} = F_3 \cos 90^\circ = 0; F_{4x} = F_4 \cos 180^\circ = -F_4.$$



Пример 1. Определить величины и знаки проекций представленных на рис. 3.6 сил.



Плоская система сходящихся сил

Знать способы сложения двух сил и разложение силы на составляющие, геометрический и аналитический способы определения равнодействующей силы, условия равновесия плоской сходящейся системы сил.

Уметь определять равнодействующую системы сил, решать задачи на равновесие геометрическим и аналитическим способом, рационально выбирая координатные оси.

Расчетные формулы

Равнодействующая системы сил

$$F_\Sigma = \sqrt{F_{\Sigma x}^2 + F_{\Sigma y}^2}; \quad F_{\Sigma x} = \sum_0^n F_{kx}; \quad F_{\Sigma y} = \sum_0^n F_{ky},$$

где $F_{\Sigma x}$, $F_{\Sigma y}$ - проекции равнодействующей на оси координат;

F_{kx} , F_{ky} - проекции векторов-сил системы на оси координат.

$$\cos \alpha_{\Sigma x} = \frac{F_{\Sigma x}}{F_\Sigma},$$

где α - угол равнодействующей с осью Ox .

Условие равновесия

$$\begin{cases} \sum_0^n F_{kx} = 0; \\ \sum_0^n F_{ky} = 0. \end{cases}$$

Если плоская система сходящихся сил находится в равновесии, многоугольник сил должен быть замкнут.

Пример 1. Определение равнодействующей системы сил.

Определить равнодействующую плоской системы сходящихся сил аналитическим и геометрическим способами (рис. П1.1). Дано:

$$F_1 = 10 \text{ кН}; F_2 = 15 \text{ кН}; F_3 = 12 \text{ кН}; F_4 = 8 \text{ кН}; F_5 = 8 \text{ кН};$$

$$\alpha_1 = 30^\circ; \alpha_2 = 60^\circ; \alpha_3 = 120^\circ; \alpha_4 = 180^\circ; \alpha_5 = 300^\circ.$$

Решение

1. Определить равнодействующую аналитическим способом (рис. П1.1а).
2. Определить равнодействующую графическим способом.

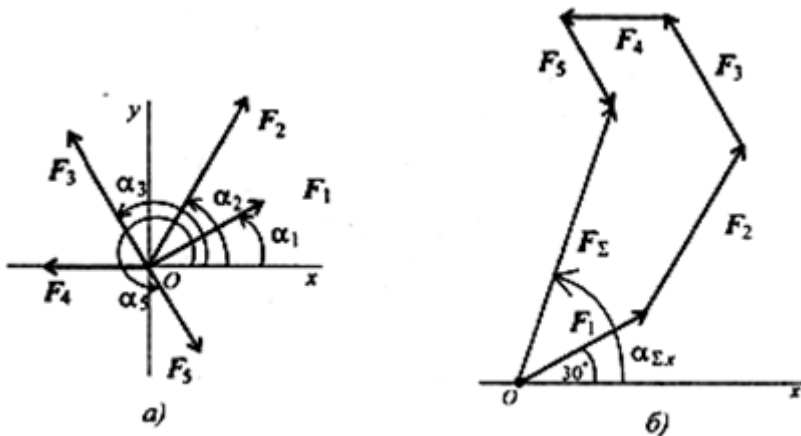


Рис. П1.1

$$\begin{cases} F_{1x} = 10 \cdot \cos 30^\circ = 8,66 \text{ кН}; \\ F_{2x} = 15 \cdot \cos 60^\circ = 7,5 \text{ кН}; \\ F_{3x} = -12 \cdot \cos 60^\circ = -6 \text{ кН}; \\ F_{4x} = -8 \text{ кН}; \\ F_{5x} = 8 \cdot \cos 60^\circ = 4 \text{ кН}; \end{cases} \quad \begin{aligned} F_{\Sigma x} &= \sum F_{kx}; \\ F_{\Sigma x} &= 6,16 \text{ кН}. \end{aligned}$$

$$\begin{cases} F_{1y} = 10 \cdot \sin 30^\circ = 5 \text{ кН}; \\ F_{2y} = 15 \cdot \sin 60^\circ = 12,99 \text{ кН}; \\ F_{3y} = 12 \cdot \sin 60^\circ = 10,4 \text{ кН}; \\ F_{4y} = 0; \\ F_{5y} = -8 \cdot \sin 60^\circ = -6,9 \text{ кН}; \end{cases} \quad \begin{aligned} F_{\Sigma y} &= \sum F_{ky}; \\ F_{\Sigma y} &= 21,49 \text{ кН}. \end{aligned}$$

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\Sigma x}^2 + F_{\Sigma y}^2}; \quad F_{\Sigma} = \sqrt{6,16^2 + 21,49^2} = 22,36 \text{ кН};$$

$$\cos \alpha_{\Sigma x} = \frac{F_{\Sigma x}}{F_{\Sigma}}; \quad \cos \alpha_{\Sigma x} = \frac{6,16}{22,36} = 0,2755; \quad \alpha_{\Sigma x} = 74^\circ.$$

С помощью транспортира в масштабе 2 мм = 1 кН строим многоугольник сил (рис. П1.1б). Измерением определяем модуль равнодействующей силы и угол наклона ее к оси Ох.

$$F_{\Sigma \text{гр}} \cong 22 \text{ кН}; \quad \alpha_{\Sigma x} = 73^\circ.$$

Результаты расчетов не должны отличаться более чем на 5%:

$$\frac{F_{\Sigma \text{ан}} - F_{\Sigma \text{гр}}}{F_{\Sigma \text{ан}}} \cdot 100\% \leq 5\%.$$

Практическая работа №2 «Определение момента результирующей пары»

Цель работы

Знать обозначение момента результирующей пары, условия равновесия системы пар сил.

Уметь определять моменты пар сил и момент силы относительно точки, определять момент результирующей пары сил.

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

1. Работа выполняется в тетради
2. Выбрать из приложения 2 задание, начертить условие и решить задачи с подробным объяснением
3. Выполненная работа сдается для проверки преподавателю
4. Работа считается зачтенной, если она выполнена правильно, аккуратно оформлена и обучающийся ответил на контрольные вопросы.

Теоретическая часть

Пара сил и момент силы относительно точки

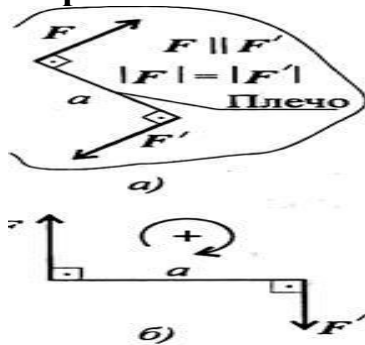


Рис.2

Парой сил называется система двух сил, равных по модулю, параллельных и направленных в разные стороны.

Рассмотрим систему сил (F, F^1), образующих пару.

1. Пара сил вызывает вращение тела, и ее действие на тело оценивается моментом.
2. Силы, входящие в пару, не уравниваются, т. к. они приложены к двум точкам (рис.2). Их действие на тело не может быть заменено одной силой (равнодействующей).
3. Момент пары сил численно равен произведению модуля силы на расстояние между линиями действия сил (плечо пары).
4. Момент считают положительным, если пара вращает тело по часовой стрелке (рис. 1 б): $M(F; F') = Fa$; $M > 0$.
5. Плоскость, проходящая через линии действия сил пары, называется плоскостью действия пары.

Свойства пар (без доказательств):

1. Пару сил можно перемещать в плоскости ее действия.
2. Эквивалентность пар. Две пары, моменты которых равны, (рис.3.а) эквивалентны (действие их на тело аналогично).
3. Сложение пар сил. Систему пар сил можно заменить равнодействующей парой.

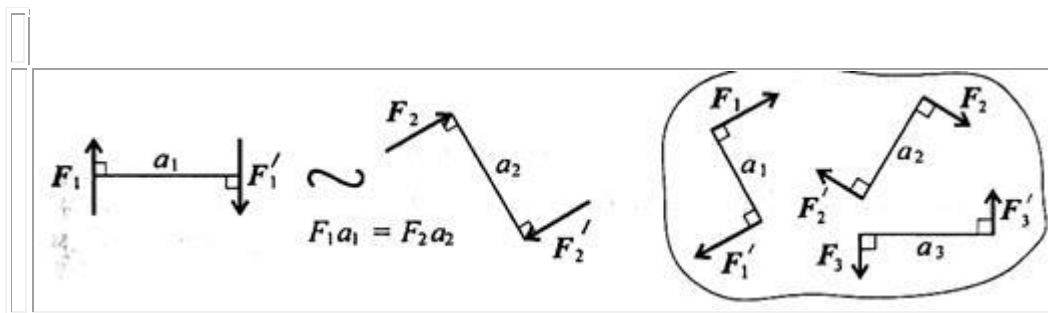


Рис.3

Момент равнодействующей пары равен алгебраической сумме моментов пар, составляющих систему (рис.3.б):



4. Равновесие пар.

$$M_{\Sigma} = 0 \Rightarrow \sum_0^n m_k = 0.$$

Для равновесия пар необходимо и достаточно, чтобы алгебраическая сумма моментов пар системы равнялась нулю:

Примеры решения задач

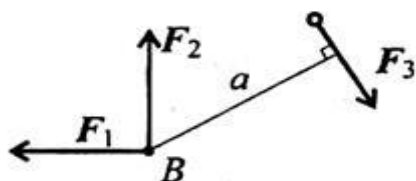


Рис. 5.3

Пример 1. Найти момент присоединенной пары при переносе силы F_3 в точку **В** (рис. 5.3). $F_1 = 10 \text{ кН}$; $F_2 = 15 \text{ кН}$; $F_3 = 18 \text{ кН}$; $a = 0,2 \text{ м}$.

Решение

Используем теорему Пуансо.

$$M_B(F_3) = 18 \cdot 0,2 = 3,6 \text{ кН*м}.$$

Пример 2. Найти главный вектор системы (рис. 5.4). $F_1 = 10 \text{ кН}$; $F_2 = 16 \text{ кН}$; $F_3 = 12 \text{ кН}$; $t = 60 \text{ кН*м}$.

Решение

Главный вектор равен геометрической сумме сил:

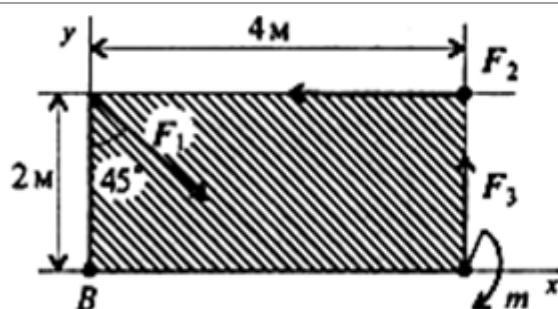


Рис. 5.4

$$\begin{aligned} F_{\text{гл}x} &= \sum_0^n F_{kx}; \\ F_{\text{гл}x} &= F_1 \cos 45^\circ - F_2 = -9 \text{ кН}; \\ F_{\text{гл}y} &= \sum_0^n F_{ky}; \\ F_{\text{гл}y} &= -F_1 \cos 45^\circ + F_3 = 5 \text{ кН}; \\ F_{\text{гл}} &= \sqrt{F_{\text{гл}x}^2 + F_{\text{гл}y}^2}; \\ F_{\text{гл}} &= \sqrt{(-9)^2 + 5^2} \approx 10 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Контрольные вопросы и задания

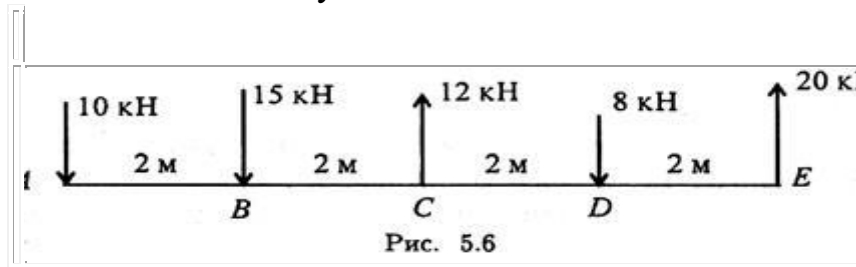
1. Чему равен главный вектор системы сил?
2. Чему равен главный момент системы сил при приведении ее к точке?
3. Чем отличается главный вектор от равнодействующей плоской системы произвольно расположенных сил?

Выбрать из предложенных ответов:

- величиной;
- направлением;
- величиной и направлением;
- точкой приложения;
- ничем.

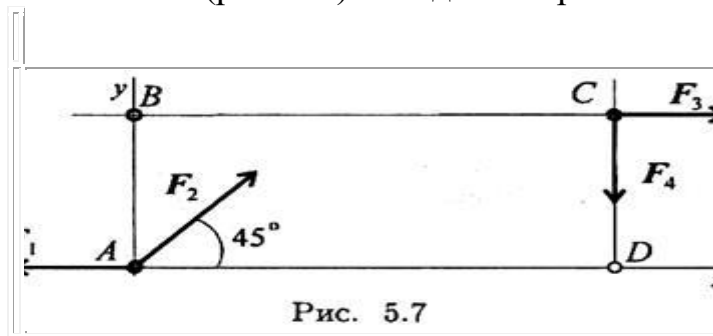
4. Тело движется равномерно и прямолинейно (равновесие). Чему равны главный вектор и главный момент системы?

5. Тело вращается вокруг неподвижной оси. Чему равны главный вектор и главный момент действующей на него системы сил?



6. Найдите главный вектор и главный момент системы сил, если центр приведения находится в точке А (рис. 5.6).

7. Какое еще уравнение равновесия нужно составить, чтобы убедиться в том, что система сил (рис. 5.7) находится в равновесии?



$$\sum_{k=1}^n F_{kx} = 0; \sum_{k=1}^n F_{ky} = 0.$$

Практическая работа №3
«Определение главного вектора и главного момента плоской системы произвольно расположенных сил»

Цель работы

Уметь определять моменты пар сил и момент силы относительно точки, определять момент результирующей пары сил в плоской системе.

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

1. Работа выполняется в тетради
2. Выбрать из приложения 3 задание, начертить условие и решить задачи с подробным объяснением
3. Выполненная работа сдается для проверки преподавателю
4. Работа считается зачтенной, если она выполнена правильно, аккуратно оформлена и обучающийся ответил на контрольные вопросы.

Практическая работа №4 «Определение центра тяжести сложной фигуры»

Цель работы

Определение положения центра тяжести простых геометрических фигур, составленных из стандартных профилей.

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

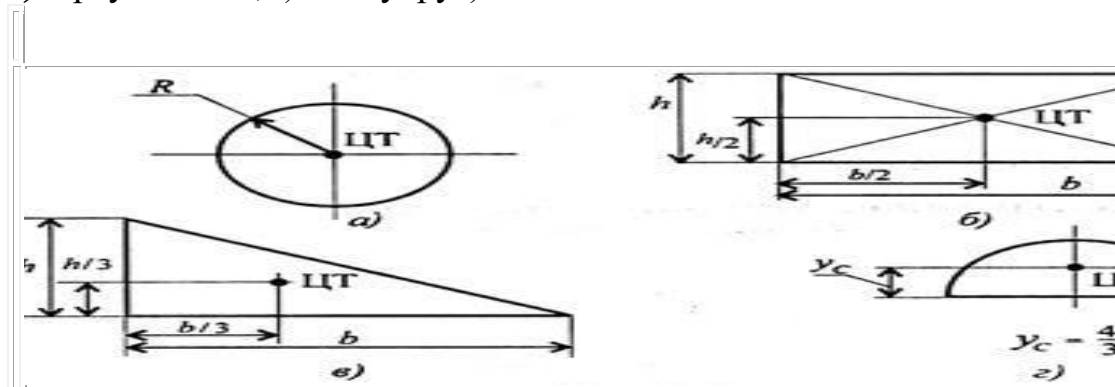
1. Работа выполняется в тетради
2. Выбрать из приложения 3 задание, начертить условие и решить задачи с подробным объяснением. При решении воспользоваться справочными данными таблиц
3. Выполненная работа сдается для проверки преподавателю
4. Работа считается зачтенной, если она выполнена правильно, аккуратно оформлена и обучающийся ответил на контрольные вопросы.

Теоретическая часть

Центр тяжести

Сила тяжести - равнодействующая сил притяжения к Земле, распределенных по всему объему тела. Силы притяжения, приложенные к частицам твердого тела, образуют систему сил, линии действия которых сходятся в центре Земли (рис. 8.1). Поскольку радиус Земли значительно больше размеров любого земного тела, силы притяжения можно считать параллельными.

Положения центров тяжести простых геометрических фигур могут быть рассчитаны по известным формулам а)- круг; б)-квадрат, прямоугольник; в)- треугольник; г)- полукруг).



Примечание. Центр тяжести симметричной фигуры находится на оси симметрии.

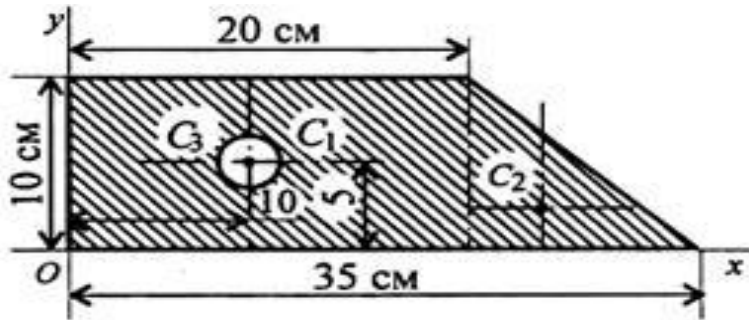
Центр тяжести стержня находится на середине высоты. При решении задач используются следующие методы:

1. метод симметрии: центр тяжести симметричных фигур находится на оси симметрии;
2. метод деления: сложные сечения разделяем на несколько простых частей, положение центров тяжести которых легко определить;
3. метод отрицательных площадей: полости (отверстия) рассматриваются как часть сечения с отрицательной площадью.

Примеры решения задач

Пример1. Определить положение центра тяжести фигуры, представленной на рис1

Решение



Разбиваем фигуру на три части:

1 – прямоугольник,

$$A_1 = 10 \cdot 20 = 200 \text{ см}^2;$$

2 – треугольник,

$$A_2 = 1/2 \cdot 10 \cdot 15 = 75 \text{ см}^2;$$

3 – круг, $A_3 = \pi R^2$;

$$A_3 = 3,14 \cdot 3^2 = 28,3 \text{ см}^2.$$

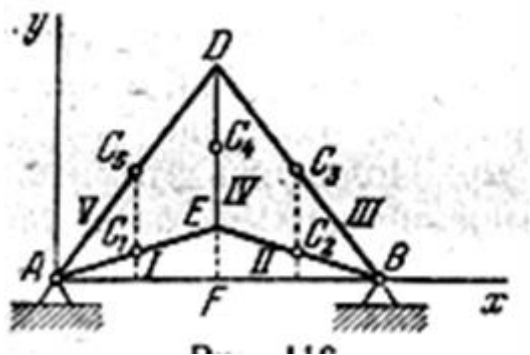
ЦТ фигуры 1: $x_1 = 10 \text{ см}$; $y_1 = 5 \text{ см}$.

ЦТ фигуры 2: $x_2 = 20 + 1/3 \cdot 15 = 25 \text{ см}$; $y_2 = 1/3 \cdot 10 = 3,3 \text{ см}$.

ЦТ фигуры 3: $x_3 = 10 \text{ см}$; $y_3 = 5 \text{ см}$;

$$x_C = \frac{200 \cdot 10 + 75 \cdot 25 - 28,3 \cdot 10}{200 + 75 - 28,3} = 14,5 \text{ см}.$$

Аналогично определяется $y_C = 4,5 \text{ см}$.



Пример 2. Найти положение центра тяжести симметричной стержневой фермы $ADBE$ (рис. 116), размеры которой таковы: $AB = 6 \text{ м}$, $DE = 3 \text{ м}$ и $EF = 1 \text{ м}$.

Решение

Так как ферма симметричная, то ее центр тяжести лежит на оси симметрии DF . При выбранной (рис. 116) системе координатных осей абсцисса центра тяжести фермы

$$x_C = AF = \frac{AB}{2} = 3 \text{ м}.$$

Неизвестной, следовательно, является лишь ордината y_C центра тяжести фермы. Для ее определения разбиваем ферму на отдельные части (стержни). Длины их определяются из соответствующих треугольников.

Из $\triangle AEF$ имеем

$$AE = BE = \sqrt{AF^2 + FE^2} = \sqrt{3^2 + 1^2} = 3,16 \text{ м}.$$

Из $\triangle ADF$ имеем

Части фермы	Длина l_k части, м	Ордината y_k центра тяжести каждой части, м
I	3,16	0,5
II	3,16	0,5
III	5	2
VI	3	2,5
V	5	2

$$AD = \sqrt{AF^2 + (DE + EF)^2} = \sqrt{3^2 + 4^2} = 5 \text{ м.}$$

Центр тяжести каждого стержня лежит в его середине, координаты этих центров легко определяются из чертежа (рис. 116).

Найденные длины и ординаты центров тяжести отдельных частей фермы заносим в таблицу и по формуле

$$x_c = \frac{\sum l_k x_k}{\sum l_k}, \quad y_c = \frac{\sum l_k y_k}{\sum l_k}, \quad z_c = \frac{\sum l_k z_k}{\sum l_k},$$

определяем ординату y_c центра тяжести данной плоской фермы.

Следовательно, центр тяжести C всей фермы лежит на оси DF симметрии фермы на расстоянии 1,59 м от точки F .

Практическая работа №5

«Определение скорости и ускорения точки по заданному уравнению»

Цель работы

Определить параметры движения точки по заданному закону движения.

Задача №1. Определить путь, скорость и ускорение точки, движущейся прямолинейно согласно закону для первых пяти секунд движения. Данные из своего варианта взять из таблицы 1

Таблица 1.

Вариант	Уравнение движения точки	Вариант	Уравнение движения точки
1.	$S = 20t - 5t^2$	16.	$S = 16t - 5t^2$
2.	$S = 20t - 4t^2$	17.	$S = 16t - 4t^2$
3.	$S = 20t - 3t^2$	18.	$S = 16t - 3t^2$
4.	$S = 20t - 2t^2$	19.	$S = 16t - 2t^2$
5.	$S = 19t - 5t^2$	20.	$S = 15t - 5t^2$
6.	$S = 19t - 4t^2$	21.	$S = 15t - 4t^2$
7.	$S = 19t - 3t^2$	22.	$S = 15t - 3t^2$
8.	$S = 19t - 2t^2$	23.	$S = 15t - 2t^2$
9.	$S = 18t - 5t^2$	24.	$S = 14t - 5t^2$
10.	$S = 18t - 4t^2$	25.	$S = 14t - 4t^2$
11.	$S = 18t - 3t^2$	26.	$S = 14t - 3t^2$
12.	$S = 18t - 2t^2$	27.	$S = 14t - 2t^2$
13.	$S = 17t - 5t^2$	28.	$S = 13t - 5t^2$
14.	$S = 17t - 4t^2$	29.	$S = 13t - 4t^2$
15.	$S = 17t - 3t^2$	30.	$S = 13t - 3t^2$

2. Методические рекомендации к выполнению

1. Записать условие задачи, что дано и что требуется определить, исходя из данных для своего варианта.

2. Ответить на вопросы

2.1 Что такое «закон движения точки» и какими способами он задается?

2.2 Что характеризует нормальное и касательное ускорение и как их можно определить?

2.3 Как определить числовое значение и направление скорости точки в данный момент?

Практическая работа №6

«Определение параметров движения точки и твердого тела»

Цель работы

Определить параметры движения точки по заданному закону движения, построить и прочесть кинематические графики

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

1. Работа выполняется в тетради
2. Решить задачу 6(Определить путь, скорость и ускорение точки, движущейся прямолинейно согласно закону для первых пяти секунд движения) Данные из своего варианта взять из таблицы 1
3. Работа считается зачтенной, если она выполнена правильно, аккуратно оформлена и обучающийся ответил на контрольные вопросы.

Теоретическая часть

Траектория. Линию, которую очерчивает материальная точка при движении в пространстве, называют траекторией.

Траектория может быть прямой и кривой, плоской и пространственной линией.

Уравнение траектории при плоском движении: $y = f(x)$.



Рис. 9.1

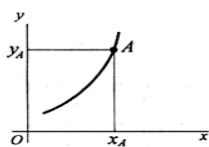


Рис. 9.2

Пройденный путь. Путь измеряется вдоль траектории в направлении движения. Обозначение - S, единицы измерения - метры.

Уравнение движения точки. Уравнение, определяющее положение движущейся точки в зависимости от времени, называется уравнением движения.

Положение точки в каждый момент времени можно определить по расстоянию, пройденному вдоль траектории от некоторой неподвижной точки, рассматриваемой как начало отсчета (рис. 9.1). Такой способ задания движения называется естественным.

Таким образом, уравнение движения можно представить в виде $S = f(t)$. Положение точки можно также определить, если известны ее координаты в зависимости от времени (рис. 9.2). Тогда в случае движения на плоскости должны быть заданы два уравнения:

$$\begin{cases} x = f_1(t); \\ y = f_2(t). \end{cases}$$

В случае пространственного движения добавляется и третья координата $z = f_3(t)$

Такой способ задания движения называют координатным.

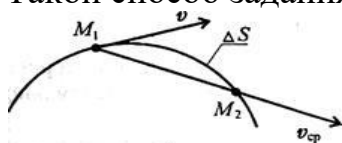


Рис. 9.3

Скорость движения. Векторная величина, характеризующая в данный момент быстроту и направление движения по траектории, называется скоростью.

Скорость- вектор, в любой момент времени направленный по касательной к траектории в сторону направления движения (рис. 9.3).

Если точка за равные промежутки времени проходит равные расстояния, то движение называют равномерным.

Средняя скорость на пути AS определяется как

$$v_{\text{ср}} = \frac{\Delta S}{\Delta t},$$

где ΔS - пройденный путь за время Δt ; Δt - промежуток времени.

Если точка за равные промежутки времени проходит неравные пути, то движение называют неравномерным.

В этом случае скорость - величина переменная и зависит от времени $v = f(t)$.

При рассмотрении малых промежутков времени ($\Delta t \rightarrow 0$) средняя скорость становится равной истинной скорости движения в данный момент. Поэтому скорость в данный момент определяют как производную пути по времени:

$$v = \frac{dS}{dt}.$$

За единицу скорости принимают 1 м/с. Иногда скорость измеряют в км/ч, 1 км/ч = 0,278 м/с.

Ускорение точки. Векторная величина, характеризующая быстроту изменения скорости по величине и направлению, называется ускорением точки.

Скорость точки при перемещении из точки M_1 в точку M_2 меняется по величине и направлению. Среднее значение ускорения за этот промежуток времени

Обычно для удобства рассматривают две взаимно перпендикулярные составляющие ускорения: нормальное и касательное (рис. 9.5).

Нормальное ускорение a_n характеризует изменение скорости по направлению и определяется как

$$a_n = \frac{v^2}{r},$$

где r - радиус кривизны траектории в данный момент времени.

Нормальное ускорение всегда направлено перпендикулярно скорости к центру дуги.

Касательное ускорение a_t характеризует изменение скорости по величине и всегда направлено по касательной к траектории; при ускорении его направление совпадает с направлением скорости, а при замедлении оно направлено противоположно направлению вектора скорости.

Формула для определения касательного ускорения имеет вид:

$$a_t = \frac{dv}{dt} = v' = S''.$$

Значение полного ускорения определяется как $a_t = dV/dt = v^1 = S''$

Примеры решения задач

Пример 1. Дано уравнение движения точки: $S = 0,36t^2 + 0,18t$. Определить скорость точки в конце третьей секунды движения и среднюю скорость за первые 3 секунды.

Решение

1. Уравнение скорости

$$v = \frac{dS}{dt}.$$

$$S' = 2 \cdot 0,36t + 0,18; v = 0,72t + 0,18.$$

2. Скорость в конце третьей секунды ($t = 3\text{с}$) $v_3 = 0,72 \cdot 3 + 0,18 = 2,34\text{м/с}$.

3. Средняя скорость $V_{\text{ср}} = dS/dt = (0,36 \cdot 3^2 + 0,18 \cdot 3)/3 = 1,26\text{ м/с}$.

Пример 2. Точка движется по кривой радиуса $r = 10\text{ м}$ согласно уравнению $S = 2,5t^2 + 1,2t + 2,5$ (рис. 9.6).

Определить полное ускорение точки в конце второй секунды движения и указать направление касательной и нормальной составляющих ускорения в точке М.

Решение

1. Касательное ускорение определяется как $a_t = dV/dt$

Уравнение скорости: $v = dS/dt$

Скорость будет равна $v = 2 \cdot 2,5t + 1,2$; $v = 5t + 1,2\text{ (м/с)}$.

Касательное ускорение: $a_t = v' = 5\text{ м/с}^2$.

Вывод: касательное ускорение не зависит от времени, оно постоянно.

2. Нормальное ускорение: $a_n = v^2/r$

Скорость на второй секунде будет равна $v_2 = 5 \cdot 2 + 1,2 = 11,2\text{ м/с}$.

Величина нормального ускорения: $a_{n2} = (11,2)^2/10 = 12,54\text{ м/с}^2$.

3. Полное ускорение:

$$a = \sqrt{a_t^2 + a_n^2}.$$

Полное ускорение в конце второй секунды:

$$a_2 = \sqrt{5^2 + 12,54^2} = 13,5\text{ м/с}^2.$$

4. Нормальное ускорение направлено перпендикулярно скорости к центру дуги.

Касательное ускорение направлено по касательной к кривой и совпадает с направлением скорости, т. к. касательное ускорение — положительная величина (скорость растет).

Пример 3. По дуге, равной $1/4$ длины окружности радиуса $r = 16\text{м}$ (рис. 1.110), из

Равномерное движение

Равномерное движение- это движение с постоянной скоростью:

$$V = \text{const.}$$

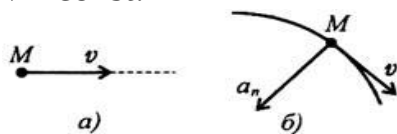


Рис. 10.1

Для прямолинейного равномерного движения (рис. 10.1а)

$$a_t = \frac{dv}{dt} \Rightarrow a_t = 0;$$

$$r = \infty \Rightarrow a_n = \frac{v^2}{r} = 0.$$

Полное ускорение движения точки равно нулю: $a = 0$.

При криволинейном равномерном движении (рис. 10.1б)

$$r \neq \infty \Rightarrow a_n = \frac{v^2}{r} \neq 0.$$

Полное ускорение равно нормальному ускорению: $a = a_n$.

Уравнение (закон) движения точки при равномерном движении можно получить, проделав ряд несложных операций.

Так как $v = \text{const}$, закон равномерного движения в общем виде является уравнением прямой:

$$S = S_0 + vt,$$

где S_0 - путь, пройденный до начала отсчета.

Равнопеременное движение

Равнопеременное движение - это движение с постоянным касательным ускорением:

$$a_t = \text{const}.$$

Для прямолинейного равнопеременного движения

$$r = \infty \Rightarrow a_n = 0; \quad a = a_t = \text{const}.$$

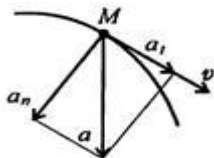


Рис. 10.2

Полное ускорение равно касательному ускорению. Криволинейное равнопеременное движение (рис. 10.2):

$$a_n \neq 0; \quad a_t = \text{const} \neq 0.$$

$$a_t = \frac{dv}{dt}; \quad a_t = \text{const}$$

Учитывая, что и сделав ряд преобразований:

$$dv = a_t dt; \quad \int_v dv = a_t \int_t dt,$$

получим значение скорости при равнопеременном движении

$$v = v_0 + a_t t; \quad v = \frac{dS}{dt}.$$

После интегрирования будем иметь закон равнопеременного движения в общем виде, представляющий уравнение параболы:

$$S = S_0 + v_0 t + \frac{a_t t^2}{2},$$

где v_0 - начальная скорость движения;

S_0 - путь, пройденный до начала отсчета;

a_t - постоянное касательное ускорение.

Неравномерное движение

При неравномерном движении численные значения скорости и ускорения меняются.

Уравнение неравномерного движения в общем виде представляет собой уравнение третьей $S = f(t^3)$ и выше степени.

Кинематические графики

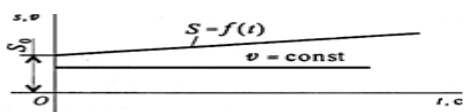


Рис. 10.3

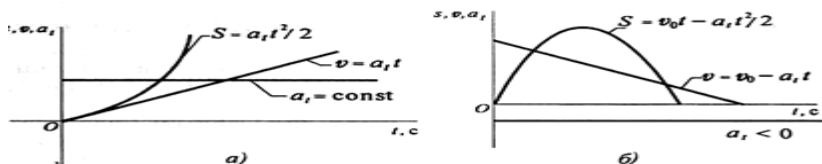


Рис. 10.4

Кинематические графики- это графики изменения пути, скорости и ускорений в зависимости от времени.

Равномерное движение (рис. 10.3)

Равнопеременное движение (рис. 10.4)

Пример 4. По заданному закону движения $S = 10 + 20t - 5t^2$ ($[S] = \text{м}$; $[t] = \text{с}$) определить вид движения, начальную скорость и касательное ускорение точки, время до остановки.

(Рекомендуется обойтись без расчетов, использовать метод сравнения заданного уравнения с уравнениями различных видов движений в общем виде.)

$$(S = S_0 + v_0 t + \frac{a_t t^2}{2}). \quad \text{Решение}$$

1. Вид движения: равнопеременное

2. При сравнении уравнений очевидно, что

- начальный путь, пройденный до начала отсчета – 10 м;
- начальная скорость 20 м/с;
- постоянное касательное ускорение $a_t/2 = 5 \text{ м/с}^2$; $a_t = -10 \text{ м/с}^2$.
- ускорение отрицательное, следовательно, движение замедленное

(равнозамедленное), ускорение направлено в сторону, противоположную направлению скорости движения.

3. Можно определить время, при котором скорость точки будет равна нулю:

$$v = S' = 20 - 2 \cdot 5t; v = 20 - 10t = 0; t = 20/10 = 2 \text{ с}.$$

Примечание. Если при равнопеременном движении скорость растет, значит, ускорение — положительная величина, график пути — вогнутая парабола. При торможении скорость падает, ускорение (замедление) — отрицательная величина, график пути — выпуклая парабола (рис. 10.4).

Пример 5. Точка движется по желобу из точки А в точку D (рис. 10.5).

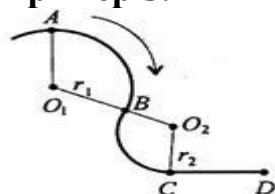


Рис. 10.5

Как изменятся касательное и нормальное ускорения при прохождении точки через В и С?

Скорость движения считать постоянной. Радиус участка АВ = 10 м, радиус участка ВС = 5 м.

Решение

1. Рассмотрим участок АВ. Касательное ускорение равно нулю ($v = \text{const}$).

Нормальное ускорение ($a_n = v^2/r$) при переходе через точку В увеличивается в 2 раза, оно меняет направление, т. к. центр дуги АВ не совпадает с центром дуги ВС.

2. На участке ВС:

- касательное ускорение равно нулю: $a_t = 0$;

- нормальное ускорение при переходе через точку С меняется: до точки С движение вращательное, после точки С движение становится прямолинейным, нормальное напряжение на прямолинейном участке равно нулю.

3. На участке CD полное ускорение равно нулю.

Контрольные вопросы и задания

1. Запишите в общем виде закон движения в естественной и координатной форме.
2. Что называют траекторией движения?
3. Как определяется скорость движения точки при естественном способе задания движения?
4. Запишите формулы для определения касательного, нормального и полного ускорений.
5. Что характеризует касательное ускорение и как оно направлено по отношению к вектору скорости?
6. Что характеризует и как направлено нормальное ускорение?

Практическая работа №7

«Определение движения точки»

Цель работы

Определить параметры движения точки по заданному закону движения.

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

1. Работа выполняется в тетради
2. Решить задачу (Определить путь, скорость и ускорение точки, движущейся прямолинейно согласно закону для первых пяти секунд движения)
3. Работа считается зачтенной, если она выполнена правильно, аккуратно оформлена и обучающийся ответил на контрольные вопросы

Задача №1. Вал вращается согласно заданному уравнению. Определить угловую скорость, угловое ускорение, линейную скорость и полное ускорение вала в момент времени $t = 1$ с. Сколько оборотов сделает вал за 20 секунд?

Данные своего варианта взять из таблицы1.

Таблица1

Вариант	Уравнение вращения вала	d, м	Вариант	Уравнение вращения вала	d, м
1	$\varphi = 1,2t^2 + 2t - 3$	0,1	16	$\varphi = 1,1t^2 + 2t - 3$	0,2
2	$\varphi = 1,2t^2 + t + 2$	0,2	17	$\varphi = 1,2t^2 + t - 5$	0,1
3	$\varphi = 1,1t^2 + 2t + 1$	0,3	18	$\varphi = 1,2t^2 + t - 7$	0,3
4	$\varphi = 1,2t^2 + t - 4$	0,1	19	$\varphi = 1,1t^2 + 2t - 6$	0,2
5	$\varphi = 1,3t^2 - t + 5$	0,2	20	$\varphi = 1,1t^2 + 2t - 8$	0,4
6	$\varphi = 1,3t^2 - 2t - 4$	0,3	21	$\varphi = 1,1t^2 + t + 5$	0,1
7	$\varphi = 1,3t^2 - t + 8$	0,2	22	$\varphi = 1,1t^2 + t - 6$	0,2
8	$\varphi = 1,2t^2 + t + 2$	0,3	23	$\varphi = 1,3t^2 + 2t - 7$	0,3
9	$\varphi = 1,3t^2 - 2t + 5$	0,2	24	$\varphi = 1,2t^2 - t + 8$	0,4
10	$\varphi = 1,1t^2 + 2t - 3$	0,4	25	$\varphi = 1,1t^2 + t + 5$	0,2
11	$\varphi = 1,1t^2 + t - 4$	0,1	26	$\varphi = 1,1t^2 + 2t - 4$	0,1
12	$\varphi = 1,2t^2 + t - 8$	0,2	27	$\varphi = 1,2t^2 - t + 5$	0,4
13	$\varphi = 1,1t^2 + 2t - 4$	0,3	28	$\varphi = 1,2t^2 - t + 8$	0,2
14	$\varphi = 1,2t^2 + t - 5$	0,4	29	$\varphi = 1,2t^2 - 2t - 6$	0,3
15	$\varphi = 1,1t^2 + 2t - 3$	0,1	30	$\varphi = 1,2t^2 + t - 7$	0,1

Методические рекомендации к выполнению.

1. Записать условие задачи, что дано и что требуется определить, исходя из данных для своего варианта.
2. Определить уравнение угловой скорости вала и вычислить её значение при $t = 1$ с,
3. Определить уравнение углового ускорения вала и вычислить его значение при $t = 1$ с;
4. Определить линейную скорость:
5. Определить касательное и нормальное ускорения
6. Определить полное ускорение
7. Определить угол поворота вала за 20с,
8. Найти число оборотов вала.

Практическая работа №8 «Определение работы и мощности»

Цель работы

Рассчитывать работу и мощность с учетом потерь на трение и сил инерции.

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

1. Работа выполняется в тетради
2. Решить задачу 4. Данные для своего варианта взять из таблицы 1
3. Работа считается зачтенной, если она выполнена правильно, аккуратно оформлена и обучающийся ответил на контрольные вопросы.

Теоретическая часть

Работа и мощность

Для характеристики действия силы на некотором перемещении точки ее приложения вводят понятие «работа силы».

Работа служит мерой действия силы, работа- скалярная величина.

Работа постоянной силы на прямолинейном пути

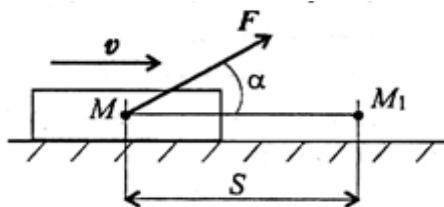


Рис. 15.1

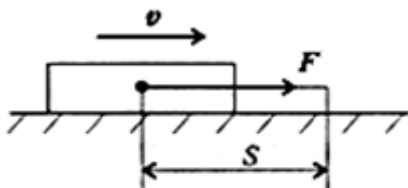


Рис. 15.2

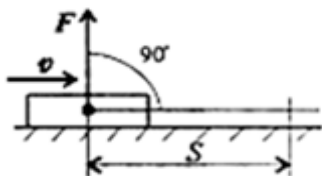


Рис. 15.3

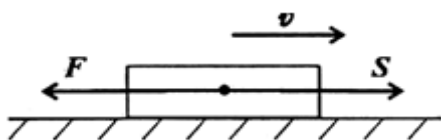


Рис. 15.4

Работа силы в общем случае численно равна произведению модуля силы на длину пройденного пути и на косинус угла между направлением силы и направлением перемещения (рис. 15.1):

$$W = FS \cos \alpha.$$

Единицы измерения работы: 1 Дж (джоуль) = 1 Н-м; 1 кДж (килоджоуль) = 103 Дж.

Рассмотрим частные случаи.

1. Силы, совпадающие с направлением перемещения, называются движущими силами.

Направление вектора силы совпадает с направлением перемещения (рис. 15.2). В этом случае $\alpha = 0^\circ$ ($\cos \alpha = 1$). Тогда $W = FS > 0$.

2. Силы, перпендикулярные направлению перемещения, работы не производят (рис. 15.3).

Сила $\mathbf{F}$ перпендикулярна направлению перемещения, $\alpha = 90^\circ$ ($\cos \alpha = 0$); $W = 0$.

3. Силы, направленные в обратную от направления перемещения сторону, называются силами сопротивления (рис. 15.4).

Сила $\mathbf{F}$ направлена в обратную от перемещения $\mathbf{S}$ сторону. В этом случае $\alpha = 180^\circ$ ($\cos \alpha = -1$), следовательно, $W = -FS < 0$.

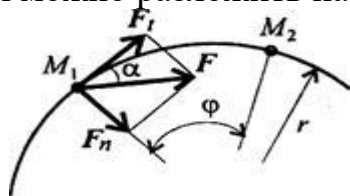
Движущие силы увеличивают модуль скорости, силы сопротивления уменьшают скорость.

Таким образом, работа может быть положительной и отрицательной в зависимости от направления силы и скорости.

Работа постоянной силы на криволинейном пути

Пусть точка M движется по дуге окружности и сила $\mathbf{F}$ составляет некоторый угол α с касательной к окружности (рис. 15.5).

Вектор силы можно разложить на две составляющие:



$$\mathbf{F} = \mathbf{F}_t + \mathbf{F}_n.$$

Рис. 15.5

Используя принцип независимости действия сил, определим работу каждой из составляющих силы отдельно:

$$W(\mathbf{F}_t) = F_t \Delta \check{S}; \quad W(\mathbf{F}_n) = F_n \Delta \check{S},$$

где $\Delta \check{S} = M_1 M_2$ — пройденный путь.

$$\Delta \check{S} = \varphi r.$$

Нормальная составляющая силы $\mathbf{F}_n$ всегда направлена перпендикулярно перемещению и, следовательно, работы не производит:

$$W(\mathbf{F}_n) = 0.$$

При перемещении по дуге обе составляющие силы разворачиваются вместе с точкой M . Таким образом, касательная составляющая силы всегда совпадает по направлению с перемещением.

Будем иметь:

$$W(\mathbf{F}_t) = F_t \varphi r.$$

Касательную силу $\mathbf{F}_t$ обычно называют окружной силой.

Работа при криволинейном пути — это работа окружной силы:

$$W(\mathbf{F}) = W(\mathbf{F}_t).$$

Произведение окружной силы на радиус называют вращающим моментом:

$$M_{вр} = F_t r.$$

Работа силы, приложенной к вращающемуся телу, равна произведению вращающего момента на угол поворота:

$$W(\mathbf{F}) = M_{вр} \varphi.$$

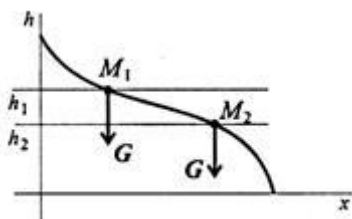


Рис. 15.6

Работа силы тяжести

Работа силы тяжести зависит только от изменения высоты и равна произведению модуля силы тяжести на вертикальное перемещение точки (рис. 15.6):

$$W(\vec{G}) = G(h_1 - h_2) = G\Delta h,$$

где Δh - изменение высоты. При опускании работа положительна, при подъеме отрицательна.

Работа равнодействующей силы

Под действием системы сил точка массой m перемещается из положения M_1 в положение M_2 (рис. 15.7).

В случае движения под действием системы сил пользуются теоремой о работе равнодействующей.

Работа равнодействующей на некотором перемещении равна алгебраической сумме работ системы сил на том же перемещении.

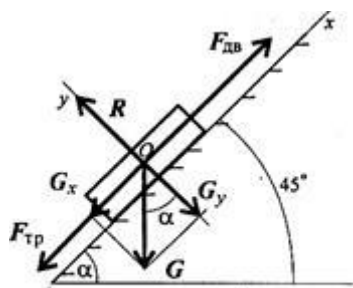


Рис. 15.8

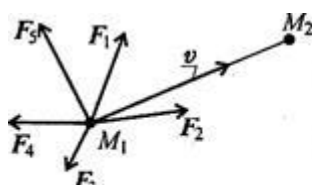


Рис. 15.7

$$\vec{F}_{\Sigma} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_3 + \dots + \vec{F}_n.$$

Работа равнодействующей силы

$$W(\vec{F}_{\Sigma}) = \sum_0^n W(\vec{F}_k).$$

Примеры решения задач

Пример 1. Тело массой 200 кг поднимают по наклонной плоскости (рис. 15.8).

Определите работу при перемещении на 10 м с постоянной скоростью.

Коэффициент трения тела о плоскость $f = 0,15$.

Решение

1. При равномерном подъеме движущая сила равна сумме сил сопротивления движению. Наносим на схему силы, действующие на тело:

$$\vec{F}_{\text{дв}} = \vec{R} + \vec{F}_{\text{тр}} + \vec{G};$$

$$R = G_y = G \cos \alpha; \quad \alpha = 45^\circ; \quad F_{\text{тр}} = fR = fG \cos \alpha;$$

$$\sum_0^n F_{kx} = 0; \quad F_{\text{дв}} = G_x + F_{\text{тр}}.$$

1. Используем теорему о работе равнодействующей:

$$W(\vec{F}_{\text{дв}}) = W(\vec{R}) + W(\vec{F}_{\text{тр}}) + W(\vec{G}); \quad W(\vec{R}) = 0; \quad W(\vec{G}) = W(G_x).$$

1. Подставляем входящие величины и определяем работу по подъему:

$$W(F_{\text{дв}}) = F_{\text{тр}} \Delta S + G_x \Delta S; \quad G = mg.$$

$$W(F_{\text{дв}}) = fG \cos \alpha \Delta S + G \sin \alpha \Delta S; \quad \Delta S = 10 \text{ м}, \quad \alpha = 45^\circ;$$

$$W(F_{\text{дв}}) = mg \Delta S (f \cos \alpha + \sin \alpha); \quad W(F_{\text{дв}}) = 200 \cdot 9,81 \cdot 10 (0,15 \cdot 0,7 + 0,7);$$

$$W(F_{\text{дв}}) = 15794 \text{ Дж.}$$

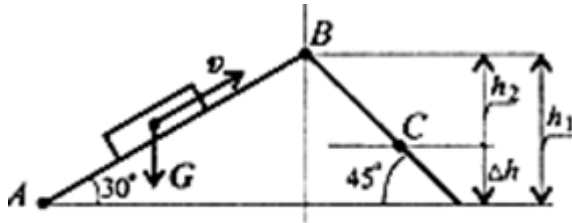


Рис. 15.9

Пример 2. Определите работу силы тяжести при перемещении груза из точки А в точку С по наклонной плоскости (рис. 15.9). Сила тяжести тела 1500 Н. АВ = 6 м, ВС = 4 м.

Решение

1. Работа силы тяжести зависит только от изменения высоты груза. Изменение высоты при перемещении из точки А в С:

$$\Delta h = h_1 - h_2;$$

2. Работа силы тяжести:

$$W(G) = G \Delta h = 1500 \cdot 0,2 = 300 \text{ Дж.}$$

Пример 3. Определите работу силы резания за 3 мин. Скорость вращения детали 120 об/мин, диаметр обрабатываемой детали 40 мм, сила резания 1 кН (рис. 15.10).

Решение

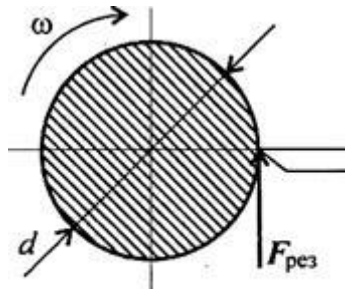


Рис. 15.10

1. Работа при вращательном движении, где $F_{\text{рез}}$ - сила резания.

2. Угловая частота вращения 120 об/мин.

3. Число оборотов за заданное время составляет $z = 120 \cdot 3 = 360$ об.

Угол поворота за это время

$$\varphi = 2\pi z. \quad \varphi = 2 \cdot 3,14 \cdot 360 = 2261 \text{ рад.}$$

4. Работа за 3 мин $W_p = 1 \cdot 0,02 \cdot 2261 = 45,2 \text{ кДж.}$

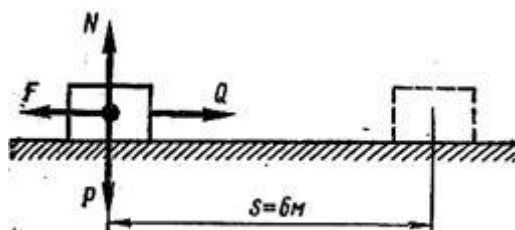


Рис. 1.63

Пример 4. Тело массой $m = 50$ кг передвигают по полу при помощи горизонтальной силы Q на расстояние $S = 6$ м. Определить работу, которую совершит сила трения, если коэффициент трения между поверхностью тела и полом $f = 0,3$ (рис. 1.63).

Решение

Согласно закону Аммонтона- Кулона сила трения

$$T = fN, \text{ где } N = G = mg.$$

Сила трения направлена в сторону, противоположную движению, поэтому работа этой силы отрицательна:

Таблица 1

вар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$S(\text{м})$	1	4	3	2	1	2	3	4	1	2
$M(\text{кг})$	10	20	50	30	40	10	20	30	40	50

Контрольные вопросы и задания

1. Какие силы называют движущими?
2. Какие силы называют силами сопротивления?
3. Запишите формулы для определения работы при поступательном и вращательном движениях.
4. Какую силу называют окружной? Что такое вращающий момент?
5. Сформулируйте теорему о работе равнодействующей.

Практическая работа №10

«Определение силовых факторов при растяжении и сжатии»

Цель работы

Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

1. Работа выполняется в тетради
2. Решить задачу 4. Данные для своего варианта взять из таблицы 1
3. Работа считается зачтенной, если она выполнена правильно, аккуратно оформлена и обучающийся ответил на контрольные вопросы.

Теоретическая часть

Растяжение и сжатие

Растяжением или сжатием называют вид нагружения, при котором в поперечном сечении бруса возникает только один внутренний силовой фактор — продольная сила.

Продольные силы меняются по длине бруса. При расчетах после определения величин продольных сил по сечениям строится график — эпюра продольных сил.

Условно назначают знак продольной силы.

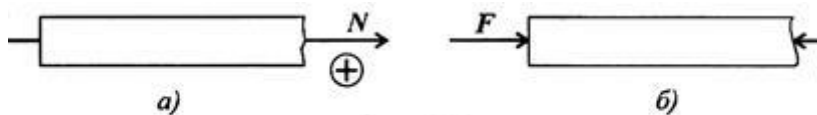


Рис. 20.1

Если продольная сила направлена от сечения, то брус растянут. Растяжение считают положительной деформацией (рис. 20.1а).

Если продольная сила направлена к сечению, то брус сжат. Сжатие считают отрицательной деформацией (рис. 20.1б).

Рассмотрим брус, нагруженный внешними силами вдоль оси. Брус закреплен в стене (закрепление «заделка») (рис. 20.2а). Делим брус на участки нагружения.

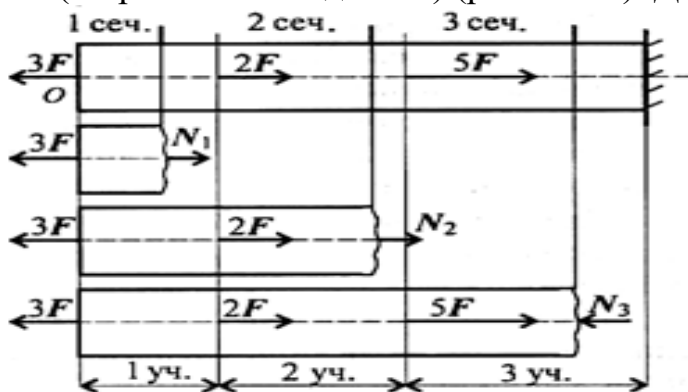


Рис. 20.2 а

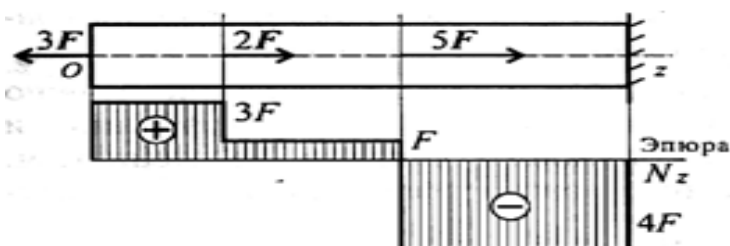


Рис. 20.2 б

Участком нагружения считают часть бруса между внешними силами.

На представленном рисунке 3 участка нагружения.

Воспользуемся методом сечений и определим внутренние силовые факторы внутри каждого участка.

Расчет начинаем со свободного конца бруса, чтобы не определять величины реакций в опорах.

$$\text{Участок 1: } \sum F_z = 0; \\ -3F + N_1 = 0; N_1 = 3F.$$

Продольная сила положительна, участок 1 растянут.

$$\text{Участок 2: } \sum F_z = 0 \\ -3F + 2F + N_2 = 0; N_2 = F.$$

Продольная сила положительна, участок 2 растянут.

$$\text{Участок 3: } \sum F_z = 0; -3F + 2F + 5F - N_3 = 0; N_3 = 4F.$$

Продольная сила отрицательна, участок 3 сжат.

Полученное значение N_3 равно реакции в заделке.

Под схемой бруса строим эпюру продольной силы (рис. 20.2, б).

Эпюрой продольной силы называется график распределения продольной силы вдоль оси бруса.

Ось эпюры параллельна продольной оси.

Нулевая линия проводится тонкой линией. Значения сил откладывают от оси, положительные — вверх, отрицательные — вниз.

В пределах одного участка значение силы не меняется, поэтому эпюра очерчивается отрезками прямых линий, параллельными оси Oz .

Правило контроля: в месте приложения внешней силы на эпюре должен быть скачок на величину приложенной силы.

На эпюре проставляются значения N_z . Величины продольных сил откладывают в заранее выбранном масштабе.

Эпюра по контуру обводится толстой линией и заштриховывается поперек оси.

Гипотеза плоских сечений заключается в том, что поперечное сечение бруса, плоское и перпендикулярное продольной оси, после деформации остается плоским и перпендикулярным продольной оси.

Следовательно, продольные внутренние волокна удлиняются одинаково, а внутренние силы упругости распределены по сечению равномерно.

Принцип смягчения граничных условий гласит: в точках тела, удаленных от мест приложения нагрузки, модуль внутренних сил мало зависит от способа закрепления. Поэтому при решении задач не уточняют способ закрепления

Рассмотрим брус, нагруженный внешними силами вдоль оси. Брус закреплен в стене (закрепление «заделка») (рис. 20.2а).

Делим брус на участки нагружения. Участком нагружения считают часть бруса между внешними силами.

На представленном рисунке 3 участка нагружения.

Воспользуемся методом сечений и определим внутренние силовые факторы внутри каждого участка.

Расчет начинаем со свободного конца бруса, чтобы не определять величины реакций в опорах.

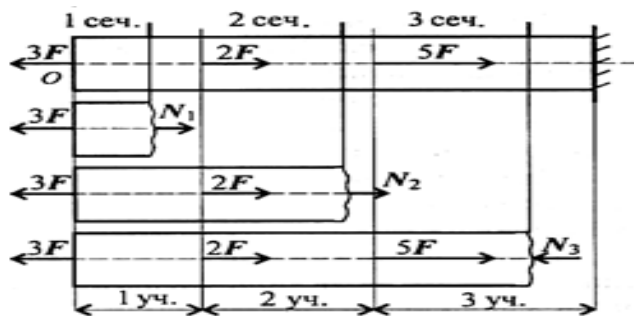


Рис. 20.2 а

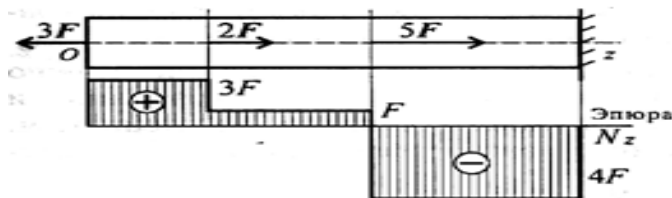


Рис. 20.2 б

Участок 1: $\sum F_z = 0$;
 $-3F + N_1 = 0$; $N_1 = 3F$.

Продольная сила положительна, участок 1 растянут.

Участок 2: $\sum F_z = 0$
 $-3F + 2F + N_2 = 0$; $N_2 = F$.

Продольная сила положительна, участок 2 растянут.

Участок 3: $\sum F_z = 0$; $-3F + 2F + 5F - N_3 = 0$; $N_3 = 4F$.

Продольная сила отрицательна, участок 3 сжат.

Полученное значение N_3 равно реакции в заделке.

Под схемой бруса строим эпюру продольной силы (рис. 20.2, б).

Эпюрой продольной силы называется график распределения продольной силы вдоль оси бруса.

Ось эпюры параллельна продольной оси.

Нулевая линия проводится тонкой линией. Значения сил откладывают от оси, положительные - вверх, отрицательные - вниз.

В пределах одного участка значение силы не меняется, поэтому эпюра очерчивается отрезками прямых линий, параллельными оси Oz.

Правило контроля: в месте приложения внешней силы на эпюре должен быть скачок на величину приложенной силы.

На эпюре проставляются значения N_z . Величины продольных сил откладывают в заранее выбранном масштабе.

Эпюра по контуру обводится толстой линией и заштриховывается поперек оси.

Изучая деформации при растяжении и сжатии, обнаруживаем, что выполняются гипотеза плоских сечений и принцип смягчения граничных условий.

Гипотеза плоских сечений заключается в том, что поперечное сечение бруса, плоское и перпендикулярное продольной оси, после деформации остается плоским и перпендикулярным продольной оси.

Следовательно, продольные внутренние волокна удлиняются одинаково, а внутренние силы упругости распределены по сечению равномерно.

Принцип смягчения граничных условий гласит: в точках тела, удаленных от мест приложения нагрузки, модуль внутренних сил мало зависит от способа закрепления. Поэтому при решении задач не уточняют способ закрепления.

Контрольные вопросы и задания

1. Какие внутренние силовые факторы возникают в сечении бруса при растяжении и сжатии?
2. Как распределяются по сечению силы упругости при растяжении и сжатии? (Использовать гипотезу плоских сечений.)
3. Какого характера напряжения возникают в поперечном сечении при растяжении и сжатии: нормальные или касательные?
4. Как распределены напряжения по сечению при растяжении и сжатии?
5. Запишите формулу для расчета нормальных напряжений при растяжении и сжатии.
6. Как назначаются знаки продольной силы и нормального напряжения?
7. Что показывает эпюра продольной силы?
8. Как изменится величина напряжения, если площадь поперечного сечения возрастет в 4 раза?
9. В каких единицах измеряется напряжение?

Практическая работа №11 «Определение растяжения балок из различных материалов»

Цель работы

Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса. Определить перемещение свободного конца бруса

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

1. Работа выполняется в тетради
2. Выполнить задание 1. Данные для своего варианта взять из таблицы 1
3. Работа считается зачтенной, если она выполнена правильно, аккуратно оформлена и обучающийся ответил на контрольные вопросы.

Теоретическая часть

Нормально напряжение

$$\sigma = \frac{N}{A},$$

где N- продольная сила; A- площадь поперечного сечения.

Удлинение (укорочение) бруса

$$\Delta l = \frac{Nl}{AE} \text{ или } \Delta l = \frac{\sigma l}{E}$$

E-модуль упругости; l- начальная длина стержня.

Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{[s]},$$

[s]-допускаемые запасы прочности.

Условие прочности при растяжении и сжатии:

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma]$$

Примеры расчётов на прочность и сжатие

Пример 1: Груз закреплён на стержнях и находится в равновесии (рисунок 6.1). Материал стержней – сталь, допускаемое напряжение 160 МПа. Вес груза 100кН. Длина стержней: первого – 2м, второго – 1м. Определить размеры поперечного сечения и удлинение стержней. Форма поперечного сечения – круг.

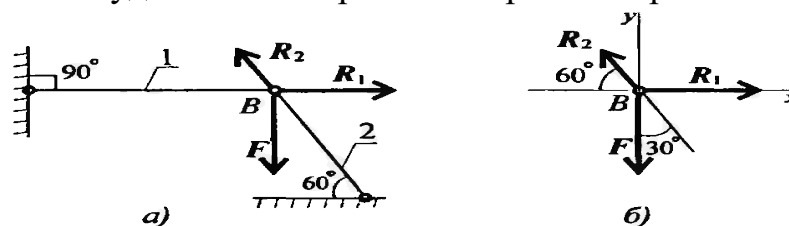


Рисунок 6.1

Решение:

1. Определить нагрузку на стержни. Рассмотрим равновесие точки В, определим реакции стержней. По пятой аксиоме статики (закон действия и противодействия) реакция стержня численно равна нагрузке на стержень.

Наносим реакции связей, действующих в точке В. Освобождаем точку В от связей. (рисунок 6.1)

Выбираем систему координат так, чтобы одна из осей координат совпадала с неизвестной силой. (рисунок 6.1. б)

Составим систему уравнений равновесия для точки В:

$$\sum F_x = -R_2 \cos 60^\circ + R_1 = 0;$$

$$\sum F_y = R_2 \cos 30^\circ - F = 0;$$

Решим систему уравнений и определяем реакции стержней.

$$R_2 = \frac{F}{\cos 30^\circ}; R_2 = \frac{100}{0,866} = 115,5 \text{ кН}$$

$$R_1 = R_2 \cos 60^\circ; R_1 = 115,5 * 0,5 = 57,4 \text{ кН}.$$

Направление реакций выбрано верно. Оба стержня сжаты. Нагрузки на стержни: $F_1 = 57,4 \text{ кН}$; $F_2 = 115,5 \text{ кН}$.

2. Определяем требуемую площадь поперечного сечения стержней из условий прочности.

Условие прочности на сжатие:

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma]$$

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

Стержень 1 ($N_1 = F_1$)

$$A_1 \geq \frac{57,4 * 10^3}{160} = 358,75 \text{ мм}^2$$

Для круга

$$A = \pi R^2; R = \sqrt{\frac{A}{\pi}}; R_1 \geq \sqrt{\frac{358,75}{3,14}} = 10,68 \text{ мм}; d_1 = 21,3 \text{ мм}.$$

Стержень 2 ($N_2 = F_2$)

$$A_2 \geq \frac{115,5 * 10^3}{160} = 722 \text{ мм}^2; R_2 \geq \sqrt{\frac{722}{3,14}} = 15,2 \text{ мм}; d_2 = 30,4 \text{ мм}$$

Полученные диаметры округляем: $d_1 = 25 \text{ мм}$, $d_2 = 32 \text{ мм}$.

3. Определяем удлинение стержней

$$\Delta l = \frac{Nl}{AE}$$

Укорочение стержня 1:

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}; A_1 = \frac{3,14 * 25^2}{4} = 490 \text{ мм}^2;$$

$$\Delta l_1 = \frac{57,4 * 10^3 * 2 * 10^3}{2 * 10^5 * 490} = 1,17 \text{ мм}.$$

Укорочение стержня 2:

$$A_2 = \frac{3,14 * 32^2}{4} = 804 \text{ мм}^2;$$

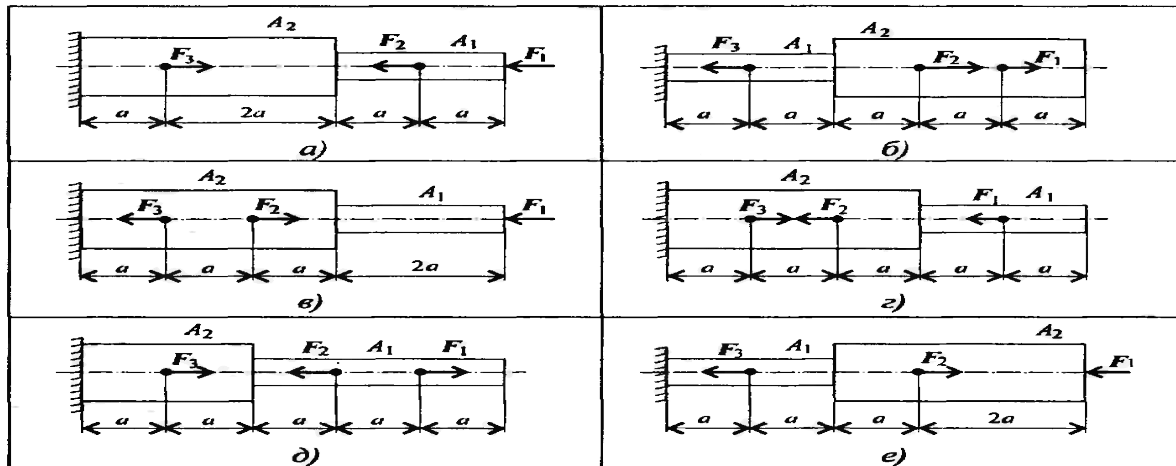
$$\Delta l_2 = \frac{115,5 * 10^3 * 1 * 10^3}{2 * 10^5 * 804} = 0,72 \text{ мм}.$$

Задание 1: Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса. Определить перемещение свободного конца бруса.

Двухступенчатый стальной брос нагружен силами F_1 , F_2 , F_3 . Площадь поперечного сечения A_1 и A_2 .

Принять $E = 2 * 10^5 \text{ Мпа}$

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_1 , кН	20	26	20	17	16	10	26	40	14	28
F_2 , кН	10	20	8	13	25	12	9	55	16	14
F_3 , кН	5	10	4	8	28	13	3	24	10	5
A_1 , см ²	1,8	1,6	1,0	2,0	1,2	0,9	1,9	2,8	2,1	1,9
A_2 , см ²	3,2	2,4	1,5	2,5	2,8	1,7	2,6	3,4	2,9	2,4
a , м	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,4	0,3	0,2	0,5	0,6



Контрольные вопросы

1. Что такое чистый сдвиг, закон парности касательных напряжений. Как формулируется закон Гука при сдвиге?
2. Какой случай деформации стержня называют кручением. Что называется крутящим моментом в поперечном сечении, как его вычисляют?
3. Какие гипотезы положены в основу вывода соотношений для определения напряжений и деформаций?
4. Какие напряжения возникают и как они распределяются в сечениях при кручении стержня круглого поперечного сечения. Как найти касательное напряжение в произвольной точке такого стержня?
5. Сформулировать условие прочности стержня при кручении?
6. Что называется углом закручивания. Что называется жёсткостью стержня при кручении. Как вычисляют полный угол закручивания ступенчатого стержня?
7. Что такое полярный момент инерции сечения, момент сопротивления кручению?
8. Сформулировать условие жесткости стержня при кручении?
9. Как объяснить различный характер разрушения стального и чугунного стержня при кручении?
10. Как определяется потенциальная энергия при кручении вала?
11. Как раскрывают статическую неопределимость задачи при кручении?
12. Какие допущения принимаются при расчетах на срез, как формулируется условие прочности и выбираются допускаемые напряжения?
13. Какие допущения принимаются при расчетах на смятие, как формулируется условие прочности и выбираются допускаемые напряжения?
14. Как распределяются касательные напряжения по контуру прямоугольного поперечного сечения стержня при кручении?

Практическая работа №9

«Построение эпюр поперечных сил и нормальных напряжений»

Цель работы

Определить максимальный изгибающий момент и из условия прочности, подобрать поперечное сечение для балки в виде прямоугольника

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

1. Работа выполняется в тетради
2. Выполнить задание 1 и задание 2. Данные для своего варианта взять из таблицы 1
3. Работа считается зачтенной, если она выполнена правильно, аккуратно оформлена и обучающийся ответил на контрольные вопросы.

Теоретическая часть

Расчёты на прочность при изгибе

Основные положения и расчётные формулы при изгибе

Распределение нормальных и касательных напряжений при изгибе

$$\sigma_u = \frac{M_u y}{J_x}; \tau_{max} = \frac{1,5 Q}{A},$$

где M_u – изгибающий момент в сечении;

Q -поперечная сила в сечении;

Рисунок 9.1

y – расстояние до нейтрального слоя;

J_x - осевой момент инерции сечения (рисунок 9.1)

$$W_x = \frac{J_x}{y_{max}}$$

W_x – осевой момент сопротивления сечения; A -площадь сечения\

Условие прочности при изгибе

$$\sigma_u^{max} = \frac{M_u}{W_x} \leq [\sigma_u]$$

где $[\sigma_u]$ – допускаемое напряжение\

Знаки изгибающих моментов и поперечных сил (рисунок 9.2)

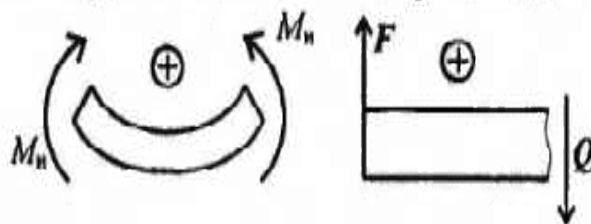


Рисунок 9.2

Задание 1: Для одноопорной балки, нагруженной сосредоточенными силами и парой сил с моментом m , построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов. Найти максимальный изгибающий момент и из условия прочности подобрать поперечное сечение для балки в виде двутавра и прямоугольника с отношением сторон $h=2b$. Материал – сталь, допускаемое напряжение 160 МПа. Рассчитать площади поперечных сечений и сделать вывод о целесообразности применения сечения. Для выбора профилей балок использовать приложение 1.

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_1 , кН	10	12	14	16	18	10	22	24	26	28
F_2 , кН	4,4	4,8	7,8	8,4	12	12,8	17	18	22,8	24
m , кН·м	8	7	6	5	4	8	7	6	5	4
a , м	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,6

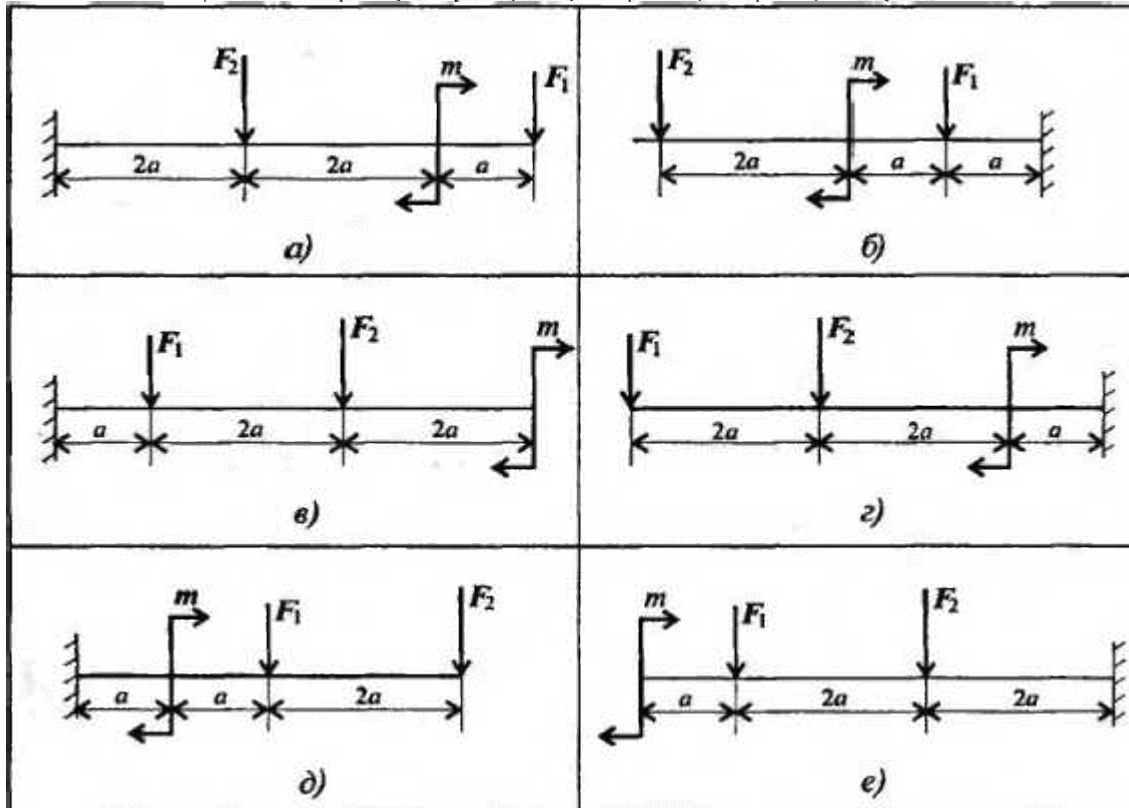
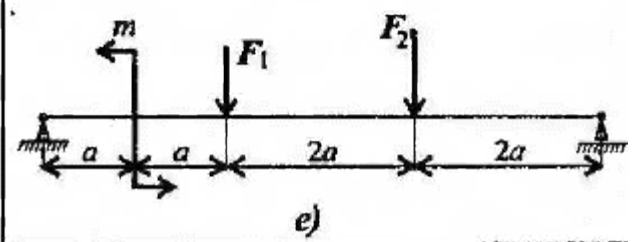
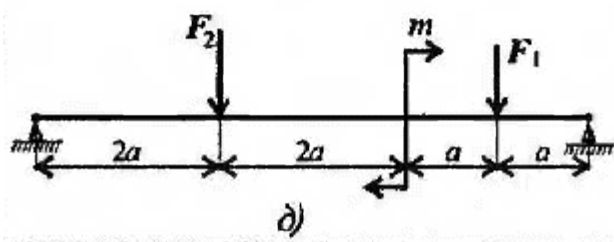
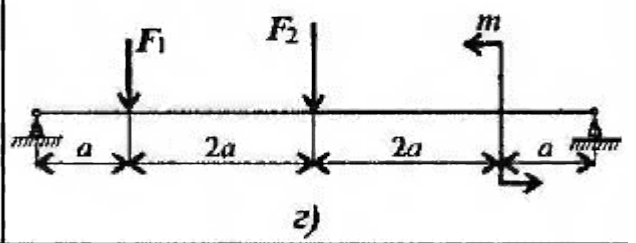
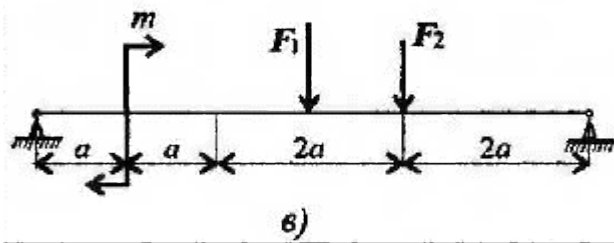
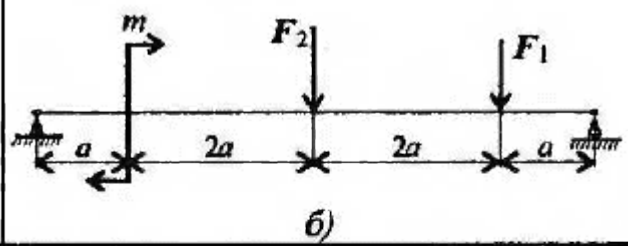
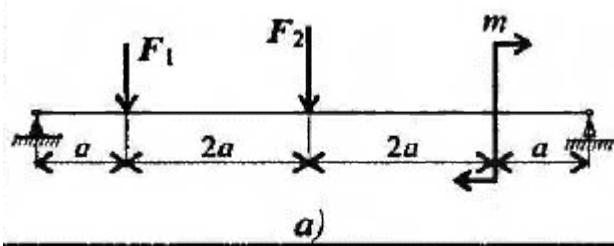


Рисунок 9.3

Задание 2: Для двухопорной балки, нагруженной сосредоточенными силами и парой сил с моментом, определить реакции в опорах. Найти максимальный изгибающий момент и используя условие прочности, подобрать необходимые размеры поперечных сечений. Материал – сталь, допускаемое напряжение изгиба 160 Мпа. Сечение – швеллер.

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_1 , кН	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
F_2 , кН	4,4	4,8	7,8	8,4	12	12,8	17	18	22,8	24
m , кН·м	3	4	5	6	7	7	6	5	4	3
a , м	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6



Практическая работа №12

«Определение крутящих моментов на участках вала»

Цель работы: Определить опасное сечение бруса и диаметр вала

К стальному валу (см.рис.1) приложены скручивающие моменты: M_1, M_2, M_3, M_4 . Требуется:

- 1) построить эпюру крутящих моментов;
- 2) при заданном значении $[\tau]$ определить диаметр вала из расчета на прочность и округлить его величину до ближайшей большей, соответственно стандартной: 30, 35, 40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100 мм;

Пример. Для заданного вала, находящегося в равновесии, и нагруженного как показано на рис. 3.7, построить эпюру крутящих моментов, если $M_1 = 2000$ Н·м = 200 кг·м, $M_2 = 2500$ Н·м = 250 кг·м, $M_3 = 1000$ Н·м = 100 кг·м, $M_4 = 1500$ Н·м = 150 кг·м, $a = 1$ м.

Решение: Вспомним правило знаков: внутренний крутящий момент M_z в произвольном сечении бруса положителен, если внешний крутящий момент стремится повернуть отсеченную часть вала против часовой стрелки, если смотреть со стороны сечения.

Применим метод сечения, учитывая, что внутренний крутящий момент в произвольном сечении бруса численно равен алгебраической сумме внешних крутящих моментов, приложенных к валу по одну сторону от этого сечения, т.е.:

$$T_z = \sum_{i=1}^n M_i.$$

Разобьем вал на три участка, проведем произвольные сечения I, II и III и стрелками укажем направление взгляда на оставшуюся часть вала. Тогда, используя зависимость (4.1), получим:

Участок АВ: $T_{z_1} = -M_1 = -200 \text{ кг·м} = -2 \cdot 10^3 \text{ Н·м}$.

Участок ВС: $T_{z_2} = -M_3 + M_4 = -100 + 150 = +50 \text{ кг·м} = 0,5 \cdot 10^3 \text{ Н·м}$.

Участок СД: $T_{z_3} = M_4 = 150 \text{ кг·м} = 1,5 \cdot 10^3 \text{ Н·м}$.

Выбираем масштаб и строим эпюру M_z . Для проверки используем правило: в сечениях вала, где приложены внешние крутящие моменты, на эпюре M_z возникают скачки на величину этих моментов и в их направлении.

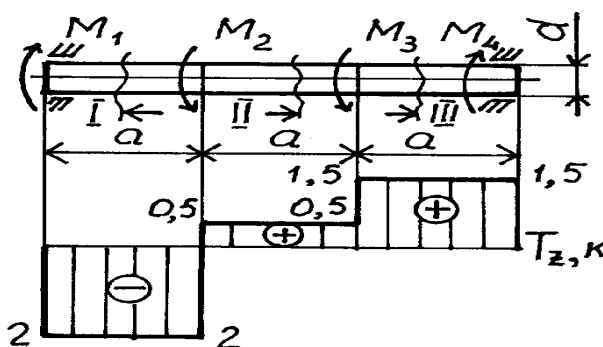


Рис. 1

Практическая работа № 15

Определение основных кинематических и силовых соотношений в фрикционной передаче

Цель работы:

получение навыков проектирования фрикционной передачи: определение диаметра, ширины ведущего и ведомого колес, межосевого расстояния, усилия прижатия

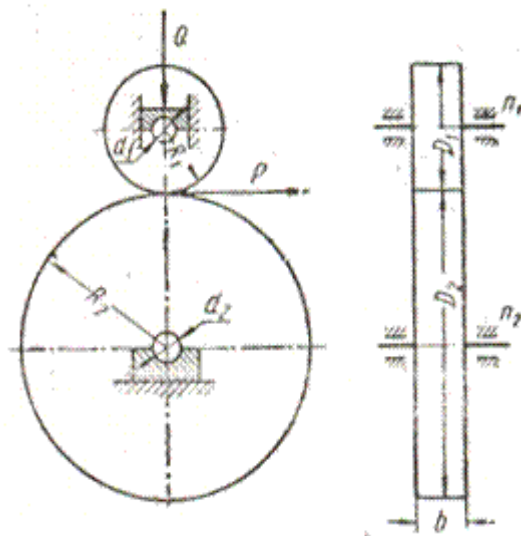
В результате изучения темы обучающийся должен

Знать:

требования, предъявляемые к оформлению и правила выполнения чертежей фрикционных передач.

Уметь:

приобрести практические навыки по определению основных параметров фрикционных передач.



Выполнить проектный расчет открытой фрикционной передачи с цилиндрическими катками (рис1). Определить диаметр, ширину ведущего и ведомого колес, межосевое расстояние, усилие прижатия. Материал колес: ведущего – текстолит, ведомого сталь 40, передаваемая мощность $N_1 = 2,8 \text{ кВт}$, частота вращения ведущего колеса $n_1 = 950 \text{ Об/мин}$, передаточное число $u = 3,3$, нагрузка спокойная.

Решение. Угловая скорость ведущего колеса

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 950}{30} = 99,4 \text{ 1/с.}$$

Крутящий момент на ведущем колесе

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{2800}{99,4} = 28,2 \text{ Нм.}$$

Выбор параметров передачи: $\psi_{bd} = 0,4$; $f = 0,25$; $\beta = 1,5$; $K_F = 1$; $[w] = 60 \text{ Н/мм}$.
Диаметр ведущего колеса по формуле (11.2)

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot \beta}{f \cdot [w] \cdot \psi_{bd}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot 28,2 \cdot 1,5}{0,25 \cdot 60 \cdot 0,4}} = 118,74 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр ведущего колеса $d_1 = 120 \text{ мм}$.

Диаметр ведомого колеса

$$d_2 = d_1 \cdot (1 - \varepsilon) \cdot u = 120 \cdot (1 - 0,015) \cdot 3,3 = 390,06 \text{ мм,}$$

Где $\varepsilon = 0,015$ коэффициент упругого скольжения.

Принимаем диаметр ведомого колеса $d_2 = 400 \text{ мм}$.

Действительное передаточного отношения передачи

$$u' = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{400}{120 \cdot (1 - 0,015)} = 3,38$$

Проверка отклонения передаточного отношения

$$\Delta u\% = 100\% \cdot \frac{|u - u'|}{u} = 100\% \cdot \frac{|3,3 - 3,38|}{3,3} = 2,4\% < [5\%]$$

Ширина колес:

- ведущего $b_1 = \psi_{bd} \cdot d_1 = 0,4 \cdot 120 = 48 \text{ мм}$

- ведомого $b_2 = b_1 + 5 = 48 + 5 = 53 \text{ мм}$

Расчетное усилие сжатия колес

$$P_n = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1 \cdot \beta}{f \cdot d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 28,2 \cdot 1,5}{0,25 \cdot 120} = 2820 \text{ Н}$$

Т

Табл. 1 Исходные данные для расчетов

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N_1 (кВт)	2	2.5	2.6	2.8	3	3.2	1.8	3.4	3.6	2.4
n_1 (Об/мин)	1000	950	900	800	850	900	1000	1100	1050	850
U	1.25	1.5	2	2.5	1.75	2.25	2.75	3	4	4.5
материал	сталь 40	сталь 20	сталь 45	текстолит	фибра	Металло-керамика	сталь 20	сталь 45	бронза	текстолит

Табл.2 Значения коэффициентов трения

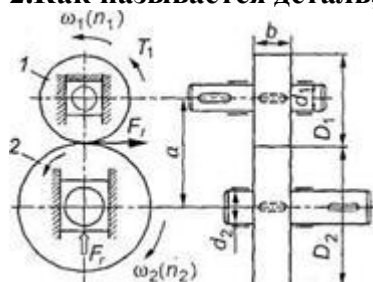
Сталь по стали	Сталь по стали	Сталь по чугуну	Сталь по текстолиту	Сталь по фибре	Сталь по металло-керамике	Сталь по бронзе
Коэффициент трения f	0.004-0.005	0.13-0.18	0.3-0.35	0.3-0.35	0.3-0.35	0.08-0.1

Порядок выполнения работы

1. Как классифицировать фрикционные передачи по принципу передачи движения и способу соединения ведущего и ведомого звеньев?

1. Зацеплением
2. Трением с непосредственным контактом
3. Передача с промежуточным звеном
4. Трением с гибкой связью

2. Как называется деталь, обозначенная цифрой 2 на рисунке?



1. Ведущий каток
2. Ведомый каток

3. Промежуточный диск

3. Можно ли применить фрикционную передачу для изменения скорости приводных колес автомобиля, снегохода и т. д.

1. Нельзя

2. Можно

5. Определите частоту вращения ведомого вала фрикционной передачи, если $n = 1000$ об/мин, $D_1 = 100$ мм, $D_2 = 200$ мм (скольжением пренебречь)

1) 500

2) 1000

3) 2000

6. Какой из указанных недостатков фрикционной передачи не дает возможность применения для точных делительных механизмов

1. Непостоянство передаточного отношения

2. Большие нагрузки на валы

3. Низкий КПД

4. Ограниченная величина окружной скорости

7. К каким передачам относятся вариаторы?

1. С нерегулируемым передаточным числом

2. С регулируемым передаточным числом

Практическая работа №16

«Определение передаточного отношения для цепной и ременной передачи»

Цель работы

1.1. Выяснить назначение цепной и ременной передачи

1.2. Ознакомиться с конструкцией изучаемой передачи

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

1. Работа выполняется в тетради для практических работ

2. Начертить рисунки (1 и 2) ременной и цепной передачи, указав необходимые размеры (размеры геометрические параметров цепной и ременной передач необходимо взять из таблицы 1 согласно своему варианту)

3. Выполнить необходимые расчеты (определить передаточное число передачи и определить передача повышающая или понижающая)

4. Выполненная работа сдается для проверки преподавателю

5. Работа считается зачтенной, если она выполнена правильно, аккуратно оформлена, а также обучающийся ответил на контрольные вопросы и сформулировал вывод

Контрольные вопросы

1. Что такое ременная передача?

2. Перечислите назначение ременной передачи.

3. Какой шкив называется ведущим, а какой ведомым?

4. Что такое цепная передача?

5. Какие основные геометрические характеристики цепной передачи?

Ременная передача

Ременной передачей называют два шкива, которые соединяет ремень, как это показано на рисунке.

Передаточное отношение, определяемое как частое от деления скорости ведущего вала, на скорость ведомого, или как результат деления числа оборотов этих валов (n_1/n_2)

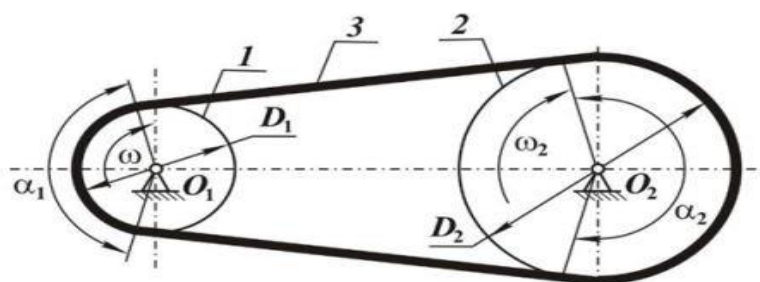


Рис.1 Ременная передача:

1-ведущий шкив,

2-ведомый шкив,

3-ремень

Передаточное число ременной передачи

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1.$$

Цепная передача

В ременной передаче ремень может быть заменен на цепь, в этом случае шкивы также должны быть заменены на звездочки. Полученная передача называется цепной, она знакома каждому, ведь именно такая применяется на велосипедах. Для нее передаточное отношение определяется так же, как для ременной, но можно воспользоваться и соотношением количества зубьев на звездочках (ведущей и ведомой). (z_1/z_2).

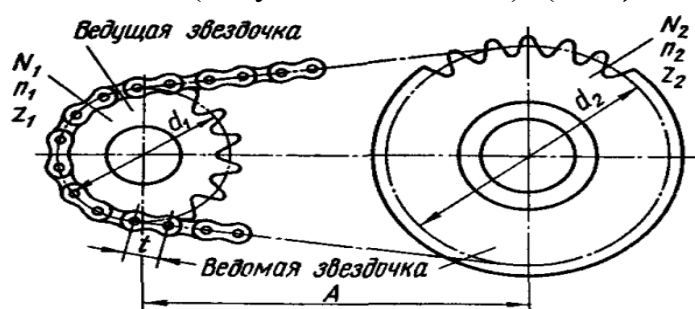


Рис.2.Цепная передача

Передаточное число цепной передачи

Предпочтительно принимать нечетные числа зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее изнашиванию.

Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Звездочки изготавливают из сталей 45, 40Х и других с закалкой или из цементуемых сталей 15, 20Х и др.

Цепь за один оборот звездочки проходит путь ρz , следовательно, скорость цепи (м/с)

$$v = \rho z_1 \omega_1 / (2\pi) = \rho z_2 \omega_2 / (2\pi),$$

где ρ - шаг цепи, м;

Z_1 и Z_2 - числа зубьев ведущей и ведомой звездочек;

ω_1 и ω_2 - угловые скорости ведущей и ведомой звездочек, рад/с.

Из равенства скоростей цепи на звездочках передаточное число

$$u = \omega_1 / \omega_2 = Z_2 / Z_1.$$

Табл. 1 Основные геометрические параметры ременной и цепной передачи

вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ременная передача	$d_{1, \text{мм}}$	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
	$d_{2, \text{мм}}$	14	20	24	26	28	20	20	24	26	28
Цепная передача	ρ	2	3	2	2	2	3	2	3	2	3
	Z_1	13	15	17	19	21	23	25	27	29	11

Практическая работа № 17

«Определение прочности передачи винт-гайка»

Цель работы: рассчитать винтовой домкрат, определив его основные параметры

Порядок выполнения практической работы:

1. Ознакомится с теоретическими основами
2. Рассчитать винтовой домкрат (рис.1) грузоподъемностью F , Н. Высота подъема груза l , мм (табл.1) Коэффициент трения в резьбе и на торце винта $f = 0,15$ (сталь-чугун). Усилие рабочего $F_t = 200$ Н.

Найти $d, d_1, H, D, h, D_1, l_p, d_p, \eta$.

3. Начертить эскиз домкрата (рис.1)

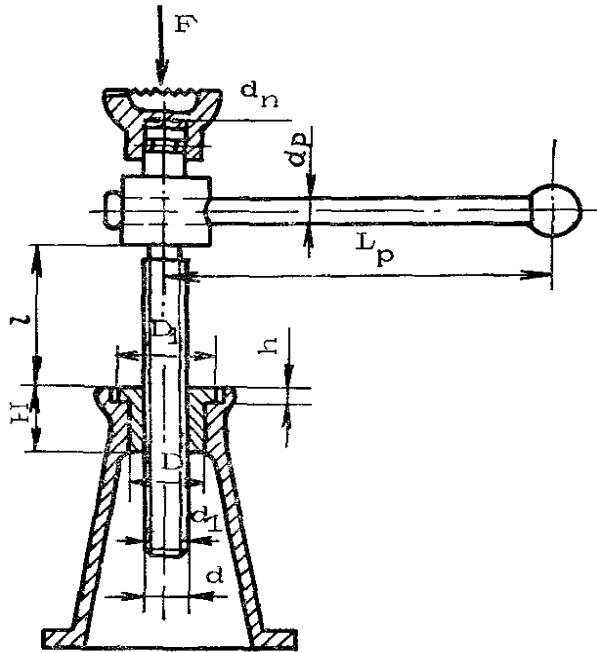


Рис.1. Схема для расчета винтового домкрата

1. Определить внутренний диаметр винта, приняв материал- сталь 35 с допускаемым напряжением на сжатие $[\sigma_c] = 70$ МПа,

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F}{\pi \cdot [\sigma_c]}}, \text{ мм.}$$

Принять трапецидальную резьбу (СТ СЭВ 185-75), для которой d_1 , мм, d_2 , мм, d , мм, P , мм и α , град.

2. Т.к. стержень винта работает на сжатие и имеет большую свободную длину, его необходимо проверить на продольный изгиб с учетом устойчивости по формуле

$$\sigma = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2} \leq \varphi [\sigma_c], \text{ МПа.}$$

Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений φ для сжатых стержней выбирается в зависимости от гибкости λ (табл. 10.2).

Гибкость равна

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i} = \frac{4 \cdot l}{d_1}$$

Таблица 10.1

Исходные данные

№ варианта	F , кН	l , мм	№ варианта	F , кН	l , мм
1	2	3	4	5	6
1	64	460	16	62	480
2	60	500	17	58	520
3	56	540	18	54	560
4	52	580	19	50	600

№ варианта	F , кН	l , мм	№ варианта	F , кН	l , мм
1	2	3	4	5	6
5	48	620	20	46	640
6	44	660	21	42	680
7	40	700	22	41	690
8	43	670	23	45	650
9	47	630	24	49	610
10	51	590	25	53	570
11	55	550	26	57	530
12	59	510	27	61	490
13	63	470	28	65	470
14	65	450	29	66	440
15	67	425	30	68	430

Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений ϕ равно ____.

Учитывая наличие зазоров в закреплении винта, принять $\mu = 1$ (шарнирное закрепление концов).

Радиус инерции для круглого стержня

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \frac{d_1}{4}$$

Тогда подставим численные значения в формулу

$$\sigma = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_c], \text{ МПа.}$$

3. Определяем число витков гайки (СЧ 18-36) из условия износостойкости по табл. 10.3, приняв $[q] = 8 \text{ Н/мм}^2$,

$$z = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)[q]}.$$

Если $z > 10$, то принять другую трапецеидальную резьбу, с большим диаметром d , мм, d_2 , мм, d_1 , мм, P , мм, $\alpha = 30^\circ$.

4. Высота гайки $H = z \cdot P$, мм.

5. Определить наружный диаметр гайки D из условия прочности на растяжение

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]} + d_2^2}, \text{ мм}$$

где $[\sigma_p] = \frac{\sigma_s}{[s]}$, МПа.

6. Если принять $[\sigma_{см}] = 0,4[\sigma_v]$, МПа, то диаметр буртика, из условия прочности на смятие равен

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{см}]} + D^2}, \text{ мм.}$$

Принять D_1 , мм (ближайшее большее целое значение).

7. Определить высоту буртика гайки h из условия прочности на срез. Для чугуна $\tau_{срв} = 0,15 \cdot \sigma$, МПа, откуда

$$h = \frac{F}{\pi \cdot D \cdot [\tau_{ср}]}, \text{ мм.}$$

Принять h , мм (ближайшее большее целое значение).

8. Момент трения в резьбе и на торце винта, т.е. момент, необходимый для вращения винта домкрата, определить

$$T_{зав} = F \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho') + \frac{1}{3} f \cdot F \cdot d_{\pi}, \text{ Н мм,}$$

где f – коэффициент трения; $f = 0,15$ (сталь по чугуну);

d_n – диаметр пяты,

$$d_n = d_1 - 1.$$

9. Определить необходимую длину рукоятки при приложении к ней силы двух рабочих по $F_t = 200$ Н

$$l_p = \frac{T_{зав}}{2F_t}, \text{ мм.}$$

Принять l_p , мм.

10. Диаметр рукоятки круглого сечения из условия прочности на изгиб. Если принять допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_F] = 120$ МПа (сталь Ст. 3), диаметр рукоятки равен

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1 \cdot [\sigma_F]}}, \text{ мм.}$$

Справочные данные

Таблица 2

Зависимость коэффициент уменьшения допускаемых напряжений ϕ от λ

λ	30	50	60	80	100	120	140	160	180
ϕ	0,94	0,89	0,86	0,75	0,60	0,45	0,36	0,29	0,23

Таблица 3

Коэффициент безопасности и допускаемые напряжения при расчете резьбовых соединений

Вид нагрузки	Рекомендуемые значения
Растягивающая внешняя	$[\sigma_p] = 0,6\sigma_T$

Вид нагрузки	Рекомендуемые значения
нагрузка: без затяжки болтов	
с затяжкой болтов	Статическая нагрузка: $[s]$ – неконтролируемая затяжка; $[s] = 1,2 \dots 1,5$ – контролируемая затяжка. Переменная нагрузка: $\} [s_a] = 2,5 \dots 4$ неконтролируемая $[s_r]$ – затяжка; $\} [s_a] = 1,5 \dots 2,5$ контролируемая $[s_r] = 1,2 \dots 1,5$ затяжка
Поперечная внешняя нагрузка: болты поставлены с зазором	Статическая или переменная нагрузка: $[s]$ – неконтролируемая затяжка; $[s] = 1,2 \dots 1,5$ – контролируемая затяжка
болты поставлены без зазора	$[\tau_{cp}] = 0,4 \sigma_T$ (статическая); $[\tau_{cp}] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$ (переменная)
Прочность деталей в стыке	$[\sigma_{cm}] = 0,8 \sigma_{\tau}$ – сталь; $[\sigma_{cm}] = (0,4 \dots 0,5) \sigma_B$ – чугун $[\sigma_{cm}] = 1 \dots 2 \text{ Н/мм}^2$ – бетон $[\sigma_{cm}] = 2 \dots 4 \text{ Н/мм}^2$ – дерево
Ходовые и грузовые винты	По износостойкости резьбы: $[q] = 8 \dots 12 \text{ Н/мм}^2$ (сталь – бронза); $[q] = 4 \dots 8 \text{ Н/мм}^2$ (сталь – чугун); $[q] = 7,5 \dots 13 \text{ Н/мм}^2$ (сталь – сталь)
	$[\tau_{cp}] = 0,2 \sigma_T$ – стальная гайка; $[\tau_{cp}] = 25 \dots 35 \text{ Н/мм}^2$ – бронзовая гайка

Практическая работа №18

«Расчет зубчатой передачи»

Цель работы

- 1.3. Выяснить назначение зубчатой передачи
- 1.4. Ознакомиться с конструкцией изучаемой передачи
- 1.5. Начертить эскиз зубчатого колеса

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

6. Работа выполняется в тетради
7. Размеры зубчатых колес выбирают из таблицы 2
8. Рассчитываются геометрические параметры зубчатой (необходимо заполнить таблицу1)

9. По расчетным значениям строят эскиз зубчатого колеса
10. Выполненная работа сдается для проверки преподавателю
11. Работа считается зачтенной, если она выполнена правильно, аккуратно оформлена, а также обучающийся ответил на контрольные вопросы и сформулировал вывод

Контрольные вопросы

6. Что такое зубчатая передача?
7. Перечислите назначение зубчатых передач.
8. Достоинства и недостатки зубчатых передач.
9. По каким параметрам различают прямозубые зубчатые передачи?
10. Какое колесо называется ведущим, а какое ведомым?

Зубчатые передачи

Зубчатой передачей называется механизм, служащий для передачи вращательного движения с одного вала на другой и изменения частоты вращения посредством зубчатых колес и реек.

Зубчатое колесо, сидящее на передающем вращение валу, называется ведущим, а на получающем вращение — ведомым. Меньшее из двух колес сопряженной пары называют шестерней; большее — колесом; термин «зубчатое колесо» относится к обеим деталям передачи.

Зубчатые передачи представляют собой наиболее распространенный вид передач в современном машиностроении. Они очень надежны в работе, обеспечивают постоянство передаточного числа, компактны, имеют высокий КПД, просты в эксплуатации, долговечны и могут передавать любую мощность.

К недостаткам зубчатых передач следует отнести: необходимость высокой точности изготовления и монтажа, шум при работе со значительными скоростями, невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа.

В связи с разнообразием условий эксплуатации формы элементов зубчатых зацеплений и конструкции передач весьма разнообразны.



Рис.1 Зубчатые колеса: прямозубые, косозубые, шевронные, с круговыми зубьями

Придание профилям зубьев зубчатых зацеплений таких очертаний не является случайностью. Чтобы зубья двух колес, находящихся в зацеплении, могли плавно перекатываться один по другому, необходимо было выбрать такой профиль для зубьев, при котором не происходило бы перекосов и защемления головки одного зуба во впадине другого.

Так как у каждого зубчатого колеса имеется только одна делительная окружность, то она и положена в основу определения основных параметров зубчатой передачи по ГОСТ 16530-83 и ГОСТ 16531-83

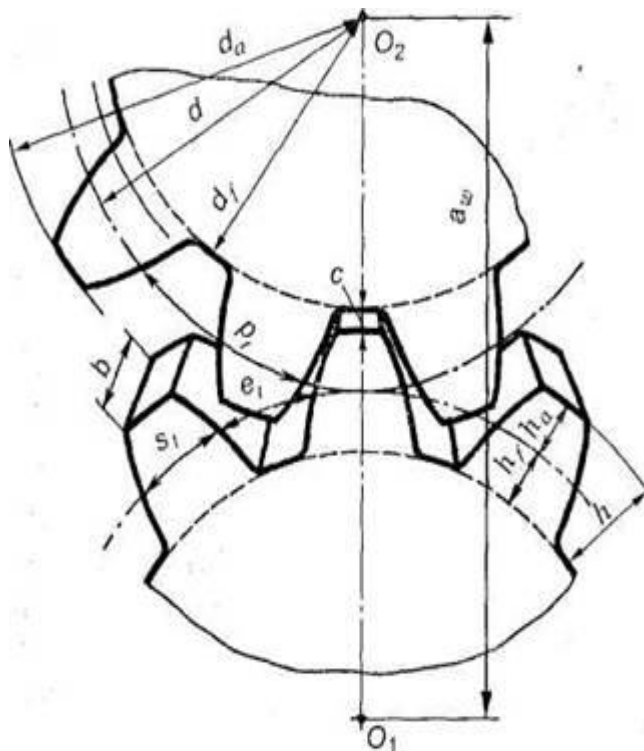


Рис. 2. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес

Зубчатое зацепление характеризуется следующими основными параметрами:

- d_a — диаметр вершин зубьев;
- d_f — диаметр впадин зубьев;
- d_a — начальный диаметр;
- d — делительный диаметр;
- p_t — окружной шаг;
- h — высота зуба;
- h_a — высота ножки зуба;
- c — радиальный зазор;
- b — ширина венца (длина зуба);
- e_t — окружная ширина впадины зуба;
- s_t — окружная толщина зуба;
- a_w — межосевое расстояние;
- a — делительное межосевое расстояние;
- Z — число зубьев.

Модуль зубьев (m) основной параметр зубчатого колеса. Для пары колес, находящихся в зацеплении, модуль должен быть одинаковым. Модули зубьев для цилиндрических и конических передач регламентированы ГОСТ 9563—60.

Значения стандартных модулей от 1 до 14 мм приведены в табл.

Модули, мм 1-й ряд 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12

2-й ряд 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14

Примечание. При назначении модулей 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

В соответствии со стандартным исходным контуром для цилиндрических зубчатых колес рассчитайте основные геометрические параметры прямозубой цилиндрической передачи

Таблица 1

Геометрические параметры прямозубой цилиндрической передачи

Параметр, обозначение	Расчетные формулы	Численные значения
Окружной шаг p	$p = e_t + s_t$	
Модуль m	$m = p / 3.14$	
Диаметр вершин зубьев d_a	$d_a = m(z + 2)$	
Делительный диаметр d	$d = mz$	
Диаметр впадин зубьев d_f	$d_f = m(z - 2,5)$	
Высота зуба h	$h = h_a + h_f = 2,25m$	
Высота ножки зуба h_f	$h_f = 1,25m$	
Высота головки зуба h_a	$h_a = m$	
Межосевое расстояние a_w	$a_w = d_1 + d_2$	
Передаточное число u	$u = z_1 / z_2$	

Таблица 2

Размеры зубчатых колес

вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
e_t (мм)	1	1.5	2	2.2	1.2	2	1.4	1.5	1.8	1.6
s_t (мм)	2	1.1	1	1.4	1	0.8	1	1.1	1.2	1
Z_1	12	16	18	12	14	16	18	12	14	16
Z_2	24	36	42	36	24	42	42	28	38	40
b_1 (мм)	18	16	20	22	24	16	18	20	22	24

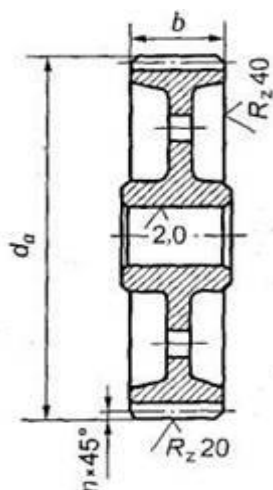


Рис 3 Эскиз цилиндрического прямозубого зубчатого колеса

Лабораторная работа №1

«Определение геометрических параметров зубчатых колес»

Цель работы: 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.

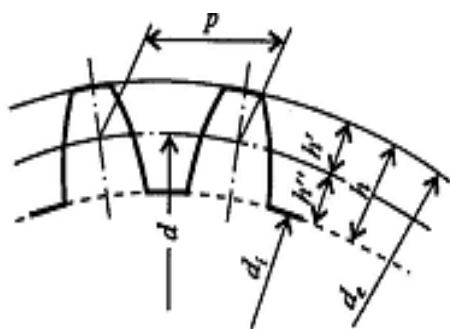


Рисунок 1.1

Шаг зубьев по делительной окружности

$$p = \pi d / z,$$

где z - число зубьев

2.Основной параметр - модуль зубьев

$$m = \frac{p}{\pi}, \text{ мм}$$

$t_1 = t_2 = t$, 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

Диаметр делительной окружности:

$$d = mz$$

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 $h = 2,25m$

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

Диаметр окружности впадин $d_f = m(z - 2,5)$

Расстояние между центрами двух зубчатых колес, находящихся в зацеплении:

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

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 $z_{\min} \geq 17$.

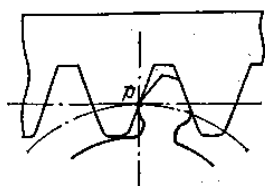


Рисунок 1.2

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.

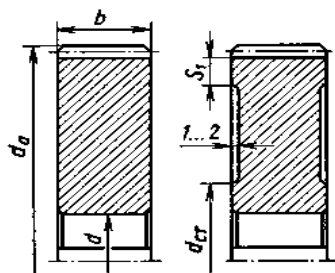


Рисунок 1.3 Монолитные зубчатые колеса:

$$S_1 = 2,5m + 2 \text{ мм}; \quad d_{\text{сг}} = 0,5d + 10 \text{ мм}$$

При диаметре окружности вершин $d_a \leq 150$ мм колеса изготавливают 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.

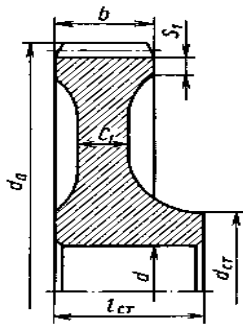


Рисунок 1.4 - Конструкция кованного колеса при $d_a \leq 500$ мм:

$$S_1 = 2,5 m + 2 \text{ мм}; S_2 = 2,5 m_e(m_{te}) + 2 \text{ мм}; d_{ст} = 1,5d + 10 \text{ мм};$$

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

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 C 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 .

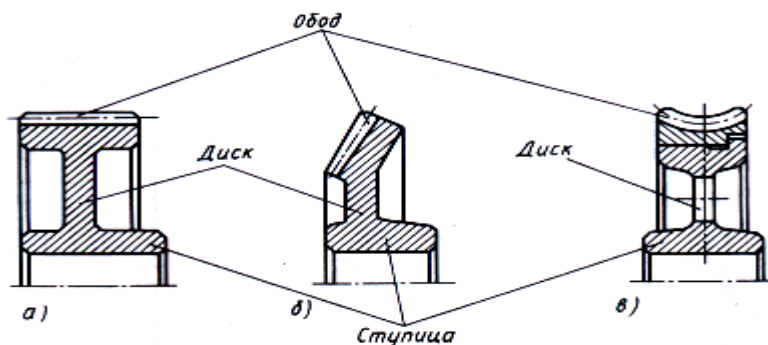


Рисунок 1.5 Основные конструктивные элементы колеса

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?

№	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	-	

Практическая работа №19

«Определение передаточного отношения для зубчатой передачи и редуктора»

Цель работы

1.6. Определить передаточное отношение зубчатой передачи, редуктора **Оформление практической работы и порядок ее сдачи**

12. Работа выполняется в тетради
13. Начертить кинематическую схему рис.1 и рис.2
14. Рассчитать передаточные числа для передачи и редуктора (данные выбрать из табл. 1, согласно своему варианту)
15. Выполненная работа сдается для проверки преподавателю
16. Работа считается зачтенной, если она выполнена правильно, аккуратно оформлена, а также обучающийся ответил на контрольные вопросы и сформулировал вывод

Теоретический материал можно посмотреть на ссылке <http://www.detalmach.ru/lect18.htm#> и видео https://www.youtube.com/watch?v=L4spMoYwkRU&feature=emb_rel_end

Передаточное отношение зубчатой передачи

Значение передаточного числа зубчатой передачи совпадает передаточным отношением. Величина угловой скорости и момента силы изменяется пропорционально диаметру, и соответственно количеству зубьев, но имеет обратное значение.

Чем больше количество зубьев, тем меньше угловая скорость и сила воздействия- мощность.

При схематическом изображении величины силы и перемещения шестерню и колесо можно представить в виде рычага с опорой в точке контакта зубьев и сторонами, равными диаметрам сопрягаемых деталей. Например, шестерня с 10 зубьями проворачивается на 36° . Одновременно с ней деталь с 30 зубцами смещается на 12° . Угловая скорость детали с меньшим диаметром значительно больше, в 3 раза. Одновременно и путь, который проходит точка на наружном диаметре имеет обратно пропорциональное отношение. На шестерне перемещение наружного диаметра меньше. Момент силы увеличивается обратно пропорционально соотношению перемещения.

Крутящий момент увеличивается вместе с радиусом детали. Он прямо пропорционален размеру плеча воздействия- длине воображаемого рычага.

Передаточное отношение показывает, насколько изменился момент силы при передаче его через зубчатое зацепление. Цифровое значение совпадает с переданным числом оборотов.

Передаточное отношение редуктора вычисляется по формуле:

$$U_{12} = \pm \omega_1 / \omega_2 = \pm n_1 / n_2$$

где U_{12} – передаточное отношение шестерни относительно колеса;

ω_1 и ω_2 – угловые скорости ведущего и ведомого элемента соединения;

n_1 и n_2 – частота вращения.

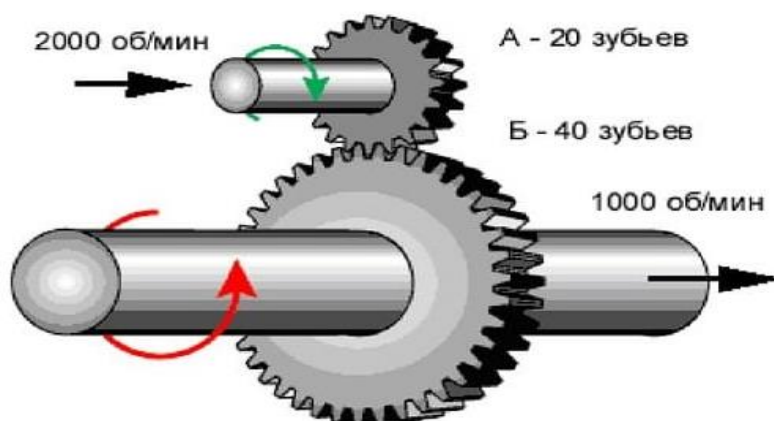


Рис 1 Передаточное отношение с одной парой шестерен

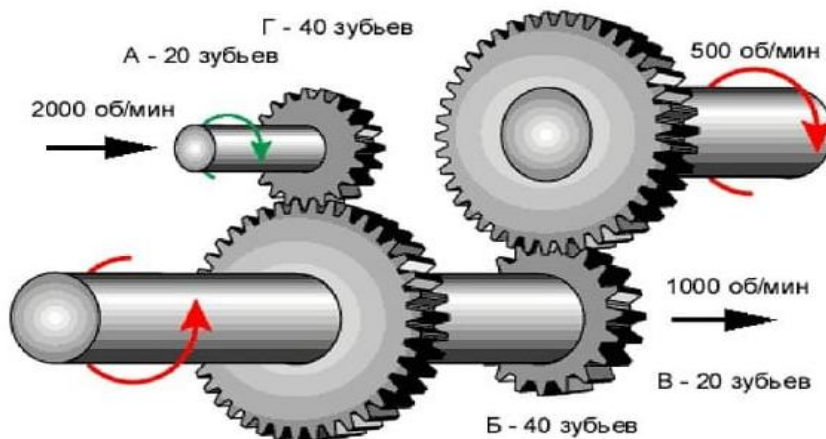


Рис.2 Передаточное отношение двух шестерен (редуктора)

Отношение угловых скоростей можно считать через число зубьев. При этом направление вращения не учитывается и все цифры с положительным знаком.

Передаточное число

Основная характеристика зубчатого зацепления, по которой определяются все остальные параметры. Показывает, на сколько оборотов меньше делает колесо относительно шестерни.

Формула передаточного отношения:

$$U = Z_2/Z_1;$$

где U – передаточное число;

Z_1 - число зубьев шестерни;

Z_2 - число зубьев зубчатого колеса.

Модуль зубьев шестерни и колеса одинаковый. Их количество напрямую зависит от диаметра.

Поэтому можно использовать формулу:

$$U = D_2/D_1;$$

Где D_2 и D_1 диаметры колеса и шестерни соответственно.

Расчет общего передаточного момента определяется как произведение передаточных чисел всех пар:

$$U_p = U_1 \times U_2 \times \dots \times U_n;$$

где U_p - передаточное число;

U_1, U_2, U_n - передаточные числа зубчатых пар.

Таблица 1

Вар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Z_1	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
Z_2	20	24	28	32	36	40	44	48	52	56
Z_3	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60
Z_4	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15

Контрольные вопросы

1. Что такое редуктор? Его назначение?
2. Какая передача называется «открытой»?
3. Как определить передаточное отношение передачи, редуктора?

Практическая работа № 20

Тема: «Выполнение условных обозначений деталей на кинематических схемах»

Цель: Ознакомиться с кинематическими схемами передач, изучить отдельные элементы

Порядок выполнения работы:

1. Ответить на вопросы.
2. Охарактеризовать схему (рис2), выполнив условные графические обозначения перечисленных передач.
3. Записать вывод

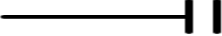
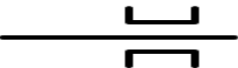
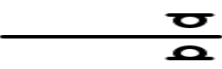
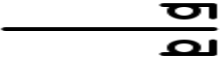
Контрольные вопросы

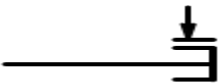
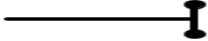
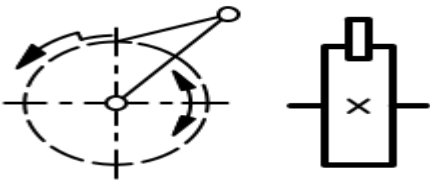
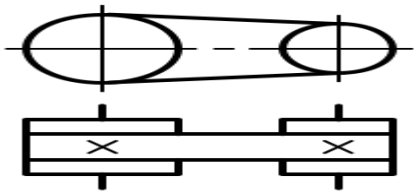
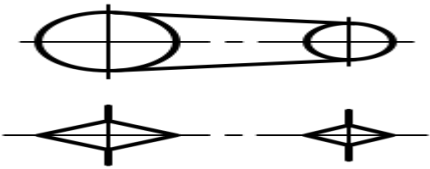
- 1 Что называется кинематической схемой?
- 2 Что называется кинематической цепью, звеном, передачей?
- 3 Выполнить таблицу условных обозначений схем кинематических (согласно ГОСТ 2.770–68).
- 5 Что является основным параметром передачи?

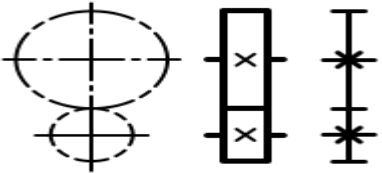
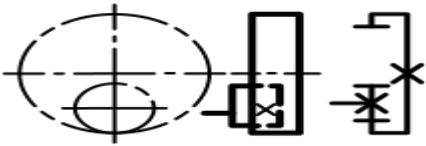
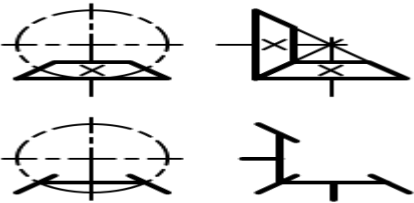
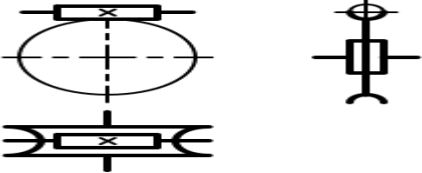
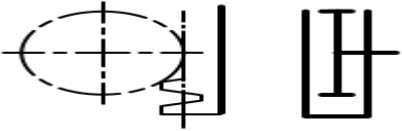
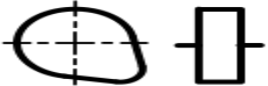
Теоретический материал можно посмотреть на ссылке
<http://weldworld.ru/theory/obrab-rezaniem/stanki/uslovnye-oboznacheniya-elementov-na-kinematicheskikh-shemah-stankov.html>

Обозначение элементов кинематических схем

Конструкторы, разрабатывающие различные машины и механизмы, часто выполняют кинематические схемы. При этом они руководствуются нормами и требованиями, изложенными в таком основополагающем документе, как ГОСТ 2.770–68.

Обозначение	Наименование
	Вал, ось, стержень и т. п.
	Радиальные подшипники скольжения и качения на валу
	Упорные подшипники скольжения и качения на валу
	Подшипники скольжения радиальные
	Подшипники качения радиальные
	Подшипники качения радиально-упорные

	Муфта
	Муфта упругая
	Муфта сцепления (управляемая)
	Тормоз
	Маховик на валу
	Храповой зубчатый механизм с наружным зацеплением
	Передача ремнем
	Передача цепью
	Пружины сжатия цилиндрические
	Пружины растяжения цилиндрические

	Передачи зубчатые цилиндрические с внешним зацеплением
	Передачи зубчатые цилиндрические с внутренним зацеплением
	Передачи зубчатые конические с взаесекающимися валами
	Передачи с цилиндрическим червяком
	Передачи зубчатые реечные
	Кулачки барабанные, цилиндрические
	Кулачки вращающиеся

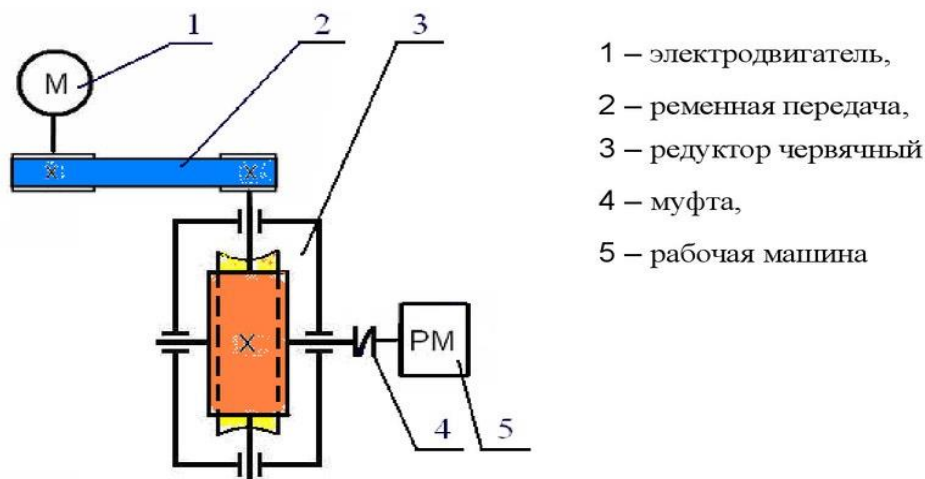


Рис. 1 Кинематическая схема привода(образец)

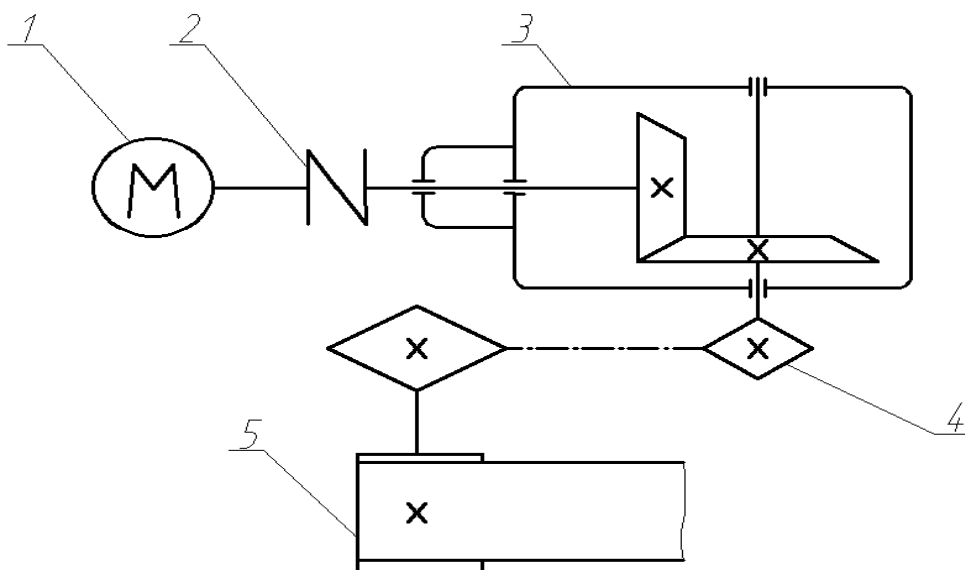


Рис.2 Кинематическая схема

Практическая работа № 21

Выполнение изображений конструктивных элементов валов

1 Цель работы

Познакомиться с основными типами валов.

Освоить навыки выполнения эскиза вала с образца, познакомиться с правилами выполнения рабочих чертежей валов в соответствии с нормативами и требованиями ЕСКД.

Методика выполнения практической работы

1 Выполнить эскиз вала со всеми необходимыми элементами (заплечиками, канавками, шпоночными пазами, галтелями и т.д.). Выполнить необходимые разрезы и сечения (приложение А).

2 Проставить размерные линии, ориентируясь на пример оформления лабораторной работы (приложение А).

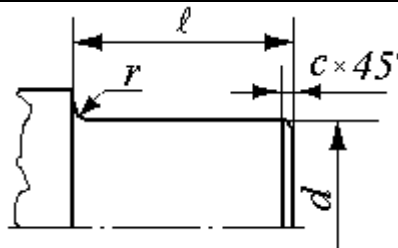
3. Заполнить таблицу 1 параметров вала (приложение А).

По таблице В.1 для участков валов под подшипники качения определить размеры заплечиков (d_2).

Проставить эти значения на эскизе вала.

4. Проставить шероховатость поверхностей

Таблица В.1 Цилиндрические концы валов (ГОСТ 12080-66), мм

							
d	ℓ	r	c	d	ℓ	r	c
20	36	1,6	1,0	40	82	2,0	1,6
22	36	1,6	1,0	45	82	2,0	1,6
25	42	1,6	1,0	50	82	2,5	2,0
28	42	1,6	1,0	55	82	2,5	2,0
32	58	2,0	1,6	60	105	2,5	2,0
36	58	2,0	1,6	70	105	2,5	2,0

Приложение А

Пример оформления лабораторной работы

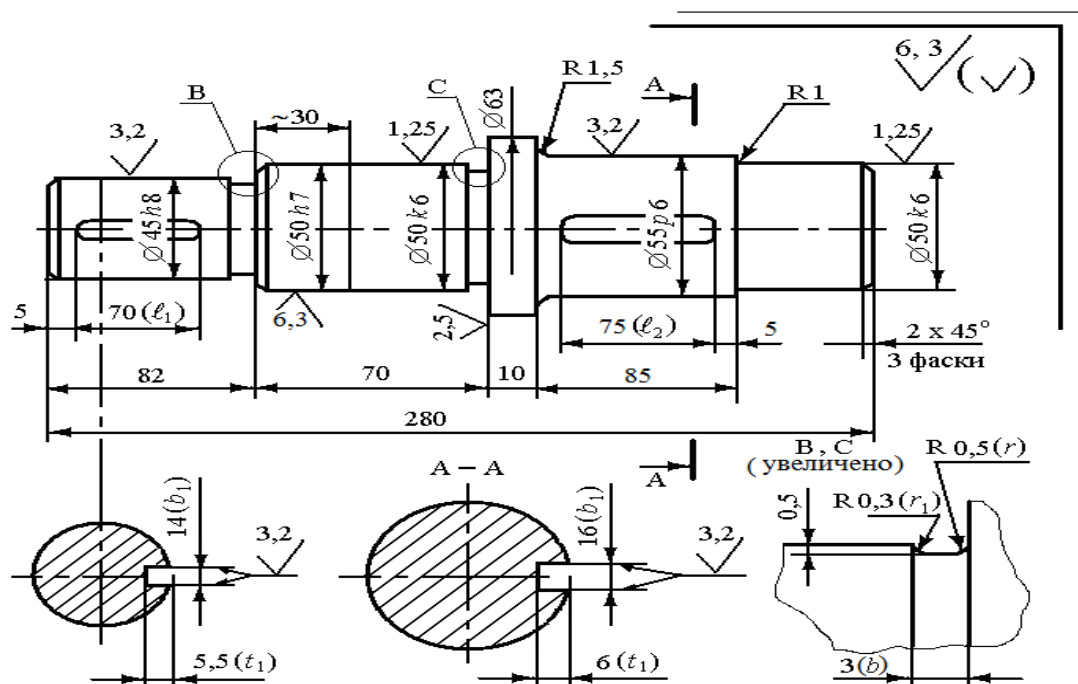


Таблица 1 Параметры вала

Элементы вала	Обозначения	Значения, мм
Заплечики под подшипники	d_2	
Выходной конец вала: размер фаски радиус	c r	
Шпоночный паз: ширина глубина длина	b t_1 ℓ	
Канавка: галтель галтель ширина	r r_1 b	

Практическая работа №22

Выполнение расчета шпоночных соединений

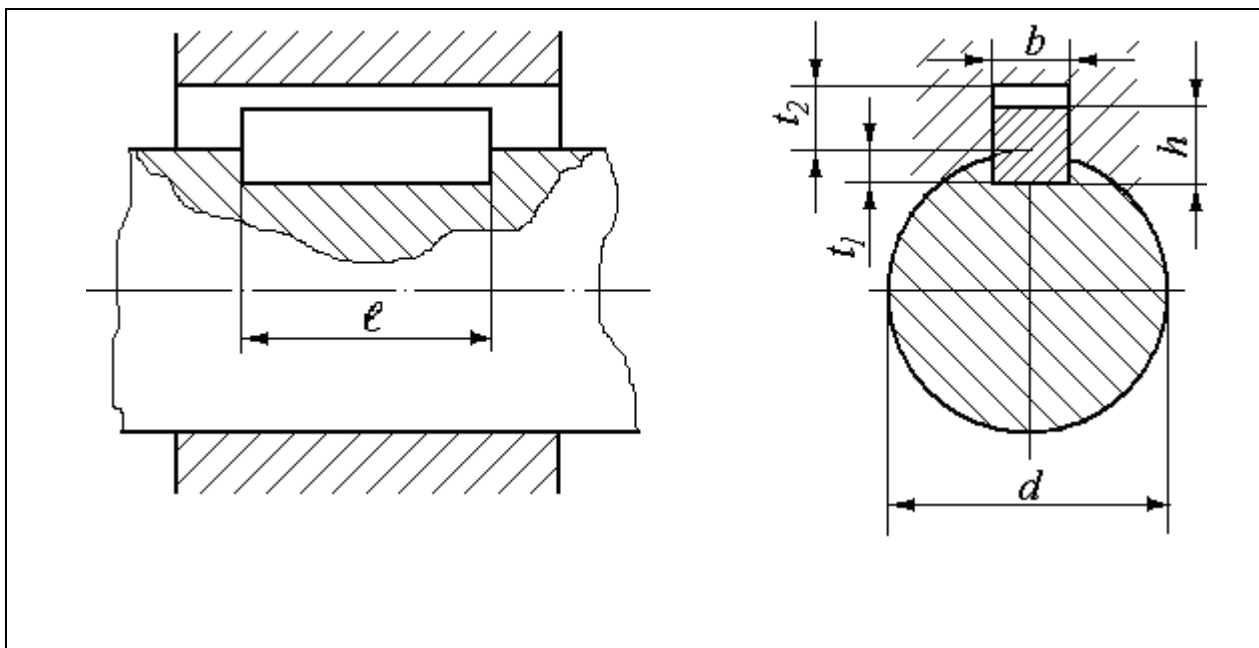
Цель работы

Освоить навыки выполнения эскиза шпоночного соединения, познакомиться с правилами выполнения рабочих чертежей валов в соответствии с нормативами и требованиями ЕСКД.

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

1. Работа выполняется в тетради для практических работ
2. По таблице 1 определить длину (ℓ), ширину (b) и глубину (t_1) шпоночных (согласно варианту таблица 2)
3. Выполнить эскиз вала со всеми необходимыми элементами шпоночного соединения. Проставить эти значения на эскизе вала.
4. Сделать вывод о проделанной работе

Таблица 1. Шпоночные соединения с призматическими шпонками (ГОСТ 23360-78), мм



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

Примечание: Длины призматических шпонок выбирают из следующего ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.

Таблица 2

вар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d , мм	80	70	60	48	40	42	54	20	10	18

Практическая работа №23

Выполнение проектировочного расчета валов

Цель работы

Определить диаметр вала, который выдержит заданную динамическую нагрузку

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

1. Работа выполняется в тетради для практических работ
2. По таблице 1 выбрать крутящий момент вала (согласно варианту)
3. Рассчитать диаметр сечения вала, для данного диаметра выбрать шпонку и рассчитать ее на смятие.
4. Сделать вывод о проделанной работе.

Проектировочный расчет валов производят на статическую прочность для ориентировочного определения диаметров. В начале расчета известен только крутящий момент M_k . Изгибающие моменты M оказывается возможным определить лишь после разработки конструкции вала, когда согласно чертежу выявится его длина. Поэтому *проектировочный расчет вала производят условно только на кручение.* При этом расчете влияние изгиба, концентрации напряжений и характера нагрузки на прочность вала компенсируется понижением допускаемых напряжений на кручение $[\tau]_k$.

При проектировочном расчете обычно определяют диаметр выходного конца вала. Диаметр расчетного сечения вала определяют по формуле, известной из курса сопротивления материалов:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau]_k}}$$

где M_k - крутящий момент, возникающий в расчетном сечении вала и обычно численно равный передаваемому вращающему моменту T , т.е. $M_k=T$;

$[\tau]_k$ - допускаемое напряжение на кручение.

Для валов из сталей Ст5, Ст6, 45 принимают: при определении диаметра выходного конца $[\tau]_k=20...30$ Н/мм²; при определении диаметра промежуточного вала под колесом $[\tau]_k=10...20$ Н/мм².

*Полученный диаметр вала округляют до ближайшего стандартного значения из ряда **нормальных линейных размеров**, мм:* 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200.

При проектировании редукторов диаметр выходного конца быстроходного вала иногда принимают равным (или почти равным) диаметру вала электродвигателя, с которым он будет соединен муфтой.

Таблица 1

вар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Н·м	200	300	400	330	350	380	420	440	500	250

Пример 1. Рассчитать тихоходный вал одноступенчатого цилиндрического косозубого редуктора привода ленточного транспортера. Вращающий момент на валу $T=189,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Ширина венца зубчатого колеса $b_2=36 \text{ мм}$.

Решение.

1. **Материал вала** принимаем сталь 45. Учитывая, что выходной конец вала помимо кручения испытывает изгиб от натяжения цепи, принимаем $[\tau]_k=25 \text{ Н/мм}^2$.

2. **Диаметр выходного конца вала** при $M_k=T$

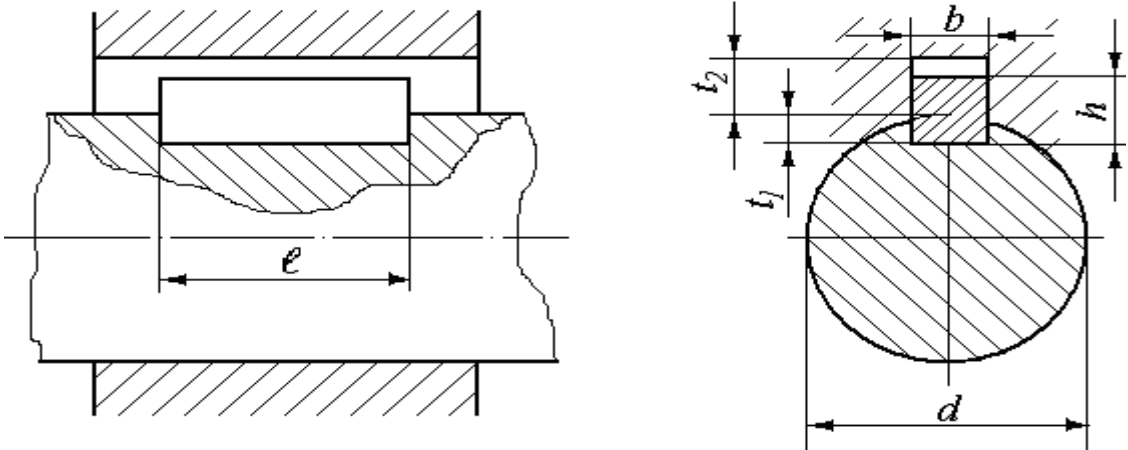
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{189,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} \text{ мм} = 33,8 \text{ мм}.$$

По стандарту принимаем $d=34$.

3. **Выбрать по стандарту призматическую шпонку** для соединения шестерни с валом $d = 34 \text{ мм}$ (рисунок 1). Материал шестерни - Сталь 40Х, материал шпонки - Сталь 45, длина ступицы $l_{CT} = 72 \text{ мм}$

Согласно стандарту, на призматические шпонки (таблица 2) выбираем шпонку со следующими размерами: $b = 10 \text{ мм}$, $h = 8 \text{ мм}$, $t_1 = 5 \text{ мм}$., затем из стандартного ряда (таблица 2) выбираем длину шпонки $l = 63 \text{ мм}$; расчетная длина

Таблица 2



Диаметр вала, d	Сечение шпонки		Глубина паза		Длина, ℓ
	b	h	вала, t_1	втулки, t_2	
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	10...56
« 17 » 22	6	6	3,5	2,8	14...70
« 22 » 30	8	7	4	3,3	18...90
« 30 » 38	10	8	5	3,3	22...110

« 38 » 44	12	8	5	3,3	28...140
« 44 » 50	14	9	5,5	3,8	36...160
« 50 » 58	16	10	6	4,3	45...180
« 58 » 65	18	11	7	4,4	50...200
« 65 » 75	20	12	7,5	4,9	56...220
« 75 » 85	22	14	9	5,4	63...250
« 85 » 95	25	14	9	5,4	70...280
Примечание: Длины призматических шпонок выбирают из следующего ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.					

$$l_p = l_p - b = 63 - 16 = 47 \text{ мм.}$$

Принята «Шпонка $16 \times 10 \times 63$ ГОСТ 23360 – 78».

Находим допускаемое напряжение смятия. Для материала шпонки- Сталь 45 (по заданию) $\sigma_T = 290$ МПа допускаемый коэффициент запаса прочности $[s] = 2,5$

$$[\sigma_{CM}] = \sigma_T / [s] = 290 / 2,5 = 116 \text{ МПа.}$$

Проверяем соединение на смятие

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 189,510^3}{34 \cdot (8 - 5) \cdot 47} = 79 \text{ МПа} < [\sigma_{CM}] = 116 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполнено.

Практическая работа № 24

«Подбор подшипников по динамической грузоподъёмности»

Цель работы:

- ознакомиться с принципом маркировки подшипников качения;
- научиться визуально характеризовать подшипник качения;
- читать условное обозначение подшипника.

Оснащение: задания практической работы, стенд «Подшипники», образцы подшипников.

Теоретические сведения

Подшипником называют опору или направляющую, определяющую положение движущихся частей по отношению к другим частям механизма.

Подшипники качения работают преимущественно при трении качения и состоят из двух колец, тел качения и сепаратора, отделяющего тела качения

друг от друга, удерживающего на равном расстоянии и направляющего их движение. По наружной поверхности внутреннего кольца и внутренней поверхности наружного кольца (на торцовых поверхностях колец упорных подшипников качения) выполняют желоба - дорожки качения, по которым при работе подшипника катятся тела качения. В некоторых узлах машин в целях уменьшения габаритов, а также повышения точности и жесткости применяют так называемые совмещенные опоры: дорожки качения при этом выполняют непосредственно на валу или на поверхности корпусной детали.

Некоторые подшипники качения изготавливают без сепаратора. Такие подшипники имеют большее число тел качения и, следовательно, большую грузоподъемность. Однако предельные частоты вращения бессепараторных подшипников значительно ниже вследствие повышенных моментов сопротивления вращению.

Нагружающие подшипник силы подразделяют на:

- *радиальную*, действующую в направлении, перпендикулярном оси подшипника;

- *осевую*, действующую в направлении, параллельном оси подшипника.

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам:

- *по форме тел качения* - **шариковые и роликовые**, причем последние могут быть с роликами: цилиндрическими короткими, длинными и игольчатыми, а также бочкообразными, коническими, бомбинированными - с небольшой (7-30 мкм на сторону) выпуклостью поверхности качения - и витыми -пустотелыми;
- *по направлению воспринимаемой нагрузки* - **радиальные**, предназначенные для восприятия только радиальных или преимущественно радиальных сил (некоторые типы могут воспринимать и осевые силы); **радиально-упорные** - для восприятия радиальных и осевых сил; подшипники регулируемых типов без осевой силы работать не могут; **упорные** - для восприятия осевых сил, радиальную силу не воспринимают; **упорно-радиальные** - для восприятия осевых и небольших радиальных сил;
- *по числу рядов тел качения* - **одно-, двух- и четырехрядные**;
- *по основным конструктивным признакам* - **самоустанавливающиеся** (например, сферические самоустанавливаются при угловом смещении осей вала и отверстия в корпусе) и **несамоустанавливающиеся**; с **цилиндрическим или конусным отверстием внутреннего кольца**, **сдвоенные** и др.

Условные обозначения подшипников качения

Маркировка подшипников состоит из их условного обозначения в

соответствии с ГОСТ 3189-89 и условного обозначения предприятия-изготовителя. Маркировку в зависимости от применяемого технологического процесса наносят на любые поверхности подшипника, кроме поверхностей качения.

Построение условного обозначения подшипников. Основное условное обозначение подшипника состоит из 7 основных знаков, обозначающих следующие признаки:

- размерную серию (серию диаметров и серию ширин) по ГОСТ 3478;
- тип и конструктивное исполнение по ГОСТ 3395;
- диаметр отверстия.

Основное условное обозначение подшипника характеризует основное исполнение:

- с кольцами и телами качения из подшипниковой стали ШХ15;
- класса точности 0 по ГОСТ 520;
- с сепаратором, установленным для основного конструктивного исполнения согласно отраслевой документации.

Расшифровку знаков выполняют в порядке перечисления справа налево. Приведем схему с расшифровкой маркировки подшипников качения (ее ядра)

X(5) XX(4) X(3) 0X(2) X(1)

где под цифрами имеется ввиду:

1. диаметр отверстия – о нем более подробно ниже;
2. размер серии, то есть габариты – помноженные координаты и их значения;
3. тип узла – от 0 до 9, но весь перечень ниже будет представлен в виде таблицы, потому что без нее трудно запомнить эту классификацию;
4. конструкция изделия – для этой категории дано очень много кодов, до 99 штук, подробно их перечислять не будем, но укажем, что полностью список находится в документе ГОСТ 3395-89;
5. размерная категория – самая начальная цифра отвечает за серию ширин или высот, сильно зависит от радиусов и не всегда может быть проставлена, особенно когда этот показатель нестандартный.

Схема 1 основного условного исполнения для подшипников с диаметром отверстия до 10 мм, кроме подшипников с диаметрами отверстий 0,6, 1,5 и 2,5 мм, которые обозначаются через дробь.

X	XX	X	0	X	X
размерная серия (серия	конструктивное исполнение, два знака	тип подшипника, один знак	знак ноль	серия диаметров, один знак	диаметр отверстия, один знак

ширин или высот), один знак					
-----------------------------------	--	--	--	--	--

Схема 2 основного условного исполнения для подшипников с диаметром отверстия от 10 мм и выше, кроме подшипников с диаметрами отверстий 22, 28, 32 и 500 мм, обозначаемые через дробь.

Х	ХХ	Х	Х	ХХ
размерная серия (серия ширин или высот), один знак	конструктивное исполнение, два знака	тип подшипника, один знак	серия диаметров, один знак	диаметр отверстия, два знака; это двузначное число (кроме 00,01,02 и 03) умножаем на «5» — получаем внутренний диаметр в мм

Обозначение третьего знака(серия подшипника)

- 1 - особо легкая серия.
- 2 - легкая серия.
- 3 - средняя серия.
- 4 - тяжелая серия.
- 5 - легкая широкая серия.
- 6 - средняя широкая серия.

Обозначение типов подшипников: четвертый знак схем 1 и 2 обозначает тип подшипника:

Тип подшипника	Обозначение
Шариковый радиальный	0
Шариковый радиальный сферический	1
Роликовый радиальный с короткими индрическими роликами	2
Роликовый радиальный сферический	3
Роликовый игольчатый или с длинными индрическими роликами	4
Радиальный роликовый с витыми роликами	5
Радиально-упорный шариковый	6

Роликовый конический	7
Упорный или упорно-радиальный шариковый	8
Упорный или упорно-радиальный роликовый	9

Пятый и шестой знаки схем 1 и 2 обозначают конструктивные исполнения подшипников.

Примеры основных условных обозначений.

7654321

7 XXXXXX - Серия ширин

X 65 XXXX - Конструктивная разновидность

XXX 4 XXX - Тип подшипника

XXXX 3 XX - Серия диаметров

XXXXX 21 - Внутренний диаметр подшипника

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с теоретическими сведениями.

2. Ответить на вопросы:

1. Что называется подшипником?
2. С какой целью изготавливают бесшариковые подшипники качения?
3. Где располагается маркировка подшипника?
4. Какие признаки указаны в условном обозначении подшипников?
5. В каком порядке выполняют расшифровку подшипника?
6. Что обозначает третий знак по схеме 1?
7. Что обозначает первый знак по схеме 1 и по схеме 2?
8. По какой схеме, чтобы определить диаметр отверстия подшипника его необходимо умножить на 5

3. Заполнить таблицу 1, выбрав подшипник из таблицы 2

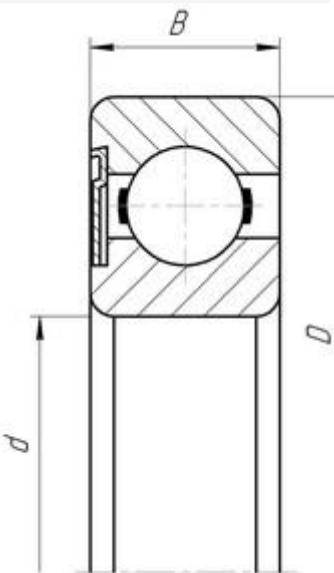
Таблица 1

1	маркировка подшипника		
2	диаметр наружного кольца(D), мм		
3	диаметр внутреннего кольца(d), мм		
4	ширина подшипника(в)		
5	серия подшипника		
6	тип подшипника		
7	конструктивное исполнение		

Таблица 2

№	1вар	2вар	3вар	4вар	5вар	6вар	7вар	8вар	9вар	10вар
1	1107	1208	1109	1307	1308	1309	1407	1408	1409	1207

**ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ С
ОДНОЙ ЗАЩИТНОЙ ШАЙБОЙ**

Маркировка ISO	Аналог ГОСТ	Внутренний диаметр d мм	Наружный диаметр D мм	Ширина B мм	Вес кг	Схема
6004 Z	60104	20	42	12	0,07	
6005 Z	60105	25	47	12	0,08	
6006 Z	60106	30	55	13	0,12	
6007 Z	60107	35	62	14	0,16	
6008 Z	60108	40	68	15	0,2	
6009 Z	60109	45	75	16	0,25	
6010 Z	60110	50	80	16	0,26	
6011 Z	60111	55	90	18	0,39	
6012 Z	60112	60	95	18	0,42	
6013 Z	60113	65	100	18	0,44	
6014 Z	60114	70	110	20	0,62	
6015 Z	60115	75	115	20	0,64	
6016 Z	60116	80	125	22	0,8	

					6
6017 Z	60117	85	130	22	0,8 9
6018 Z	60118	90	140	24	1,1 6
6020 Z	60120	100	150	24	1,2 5

Практическая работа №26

«Выполнение условных обозначений резьбы на чертежах»

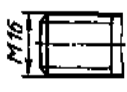
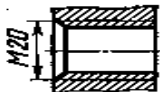
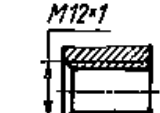
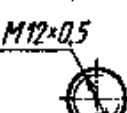
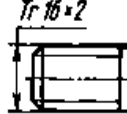
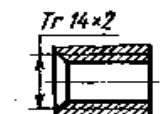
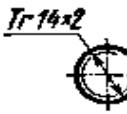
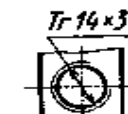
Цель работы

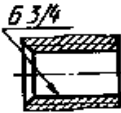
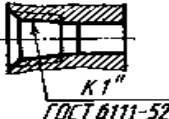
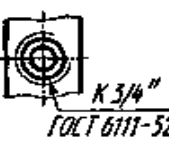
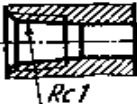
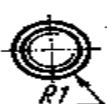
1. Выяснить назначение резьбы
2. Ознакомиться с условным обозначением резьбы у крепежных деталей

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

1. Работа выполняется в тетради
2. Ознакомиться с условным обозначением резьбы
3. Начертить условное обозначение резьбы(таблица1)
4. Расшифровать условное обозначение крепежных деталей(таблица2)
5. Работа считается зачтенной, если она выполнена правильно, аккуратно оформлена, а также обучающийся сформулировал вывод

Таблица 1. Условное изображение резьбы

Тип резьбы	Условное обозначение	Размеры, указываемые на чертеже	Обозначение резьбы на чертежах			
			на изображениях в плоскости, параллельной оси резьбы		на изображениях в плоскости, перпендикулярной оси резьбы	
			на стержне	В отверстии	на стержне	в отверстии
Метрическая с крупным шагом ГОСТ 9150-81	M	Наружный диаметр (мм)				
Метрическая с мелким шагом ГОСТ 9150-81	M	Наружный диаметр и шаг резьбы (мм)				
Тrapeцеидальная однозаходная ГОСТ 9484-81 (СТ СЭВ 146-78)	Tr	Наружный диаметр и шаг резьбы (мм)				

Трубная цилиндрическая ГОСТ 6357-81 (СТ СЭВ 1157-78)	G	Условное обозначение в дюймах				
Коническая дюймовая ГОСТ 6111-52	K	Условное обозначение в дюймах				
Трубная коническая ГОСТ 6211-81 (СТ СЭВ 1159-78): наружная и внутренняя	R R _c	Условное обозначение в дюймах				

Условное обозначение крепёжных изделий

Для крепёжных изделий существуют стандарты, которые регламентируют их форму, размеры и условное обозначение.

ГОСТ 1759-70 устанавливает, какие параметры должны быть указаны в условном обозначении крепёжных деталей:

- наименование крепёжного изделия;
- исполнение (кроме исполнения 1);
- диаметр резьбы;
- мелкий шаг резьбы (крупный не указывается);
- поле допуска (кроме **8g** для болтов и шпилек и **7H** для гаек);
- длина (для болта или шпильки);
- класс прочности;
- материал;
- вид покрытия и толщина (если имеется);
- номер стандарта.

В обозначении класса не ставится точка, разделяющая два числа, обозначающих класс прочности материала. Марку материала не указывают для болтов и шпилек классов прочности ниже 8.8 и для гаек классов прочности ниже 10.

Примеры условного обозначения крепёжных изделий.

Болт с шестигранной головкой нормальной точности, исполнение 2, диаметр резьбы $d = 10$ мм, с мелким шагом $P = 1,25$ мм, поле допуска **6g**, длина $l = 65$ мм, класса прочности **10.9**, изготовленный из стали **40X**, с цинковым покрытием (**09**) толщиной 6 мкм:

Болт 2М10х1,25-6gх65.10.9.40X.096 ГОСТ 7798-70

Таблица 2. Условное обозначение крепежных деталей

Вар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
-----	---	---	---	---	---	---	---	---	---	----

Обозначение болта										
	Болт 2М12х1,25-7gx75									
	Болт 2М22-6gx65									
	Болт 2М14х1,25-6gx85									
	Болт 2М16х1,5-6gx65									
	Болт М18х1,25-6gx65									
	Болт 2М10х1,5-5gx65									
	Болт 2М40-6gx95									
	Болт 2М30х1,5-6gx95									
	Болт М10х1,25-7gx25									
	Болт 2М28х1-5gx35									

Практическая работа №27

«Выполнение условных обозначений резьбы на чертежах»

Цель работы

3. Выяснить назначение резьбы
4. Ознакомиться с условным обозначением резьбы у крепежных деталей

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

6. Работа выполняется в тетради
7. Ознакомиться с условным обозначением резьбы
8. Начертить условное обозначение резьбы
9. Выполнить условное обозначение крепежных деталей
10. Выполненная работа сдается для проверки преподавателю
11. Работа считается зачтенной, если она выполнена правильно, аккуратно оформлена, а также обучающийся ответил на контрольные вопросы и сформулировал вывод

Теоретическая часть

Условное изображение резьбы. ГОСТ 2.311–68

Построение винтовой поверхности на чертеже – длительный и сложный процесс, поэтому на чертежах изделий резьба изображается условно, в соответствии с ГОСТ 2.311–68. Винтовую линию заменяют двумя линиями – сплошной основной и сплошной тонкой.

Резьбы подразделяются по расположению на поверхности детали на наружную и внутреннюю.

Условное изображение наружной резьбы на стержне.

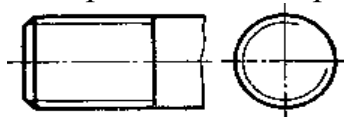


Рис.7

Наружная резьба на стержне (рис.7) изображается сплошными основными линиями по наружному диаметру и сплошными тонкими – по внутреннему диаметру, а на изображениях, полученных проецированием на плоскость, перпендикулярную оси стержня, тонкую линию проводят на 3/4 окружности, причем эта линия может быть разомкнута в любом месте (не допускается начинать сплошную тонкую линию и заканчивать ее на осевой линии). Расстояние между тонкой линией и сплошной основной не должно быть меньше 0,8 мм и больше

шага резьбы, а фаска на этом виде не изображается. Границу резьбы наносят в конце полного профиля резьбы (до начала сбega) сплошной основной линией, если она видна. Сбег резьбы при необходимости изображают сплошной тонкой линией.

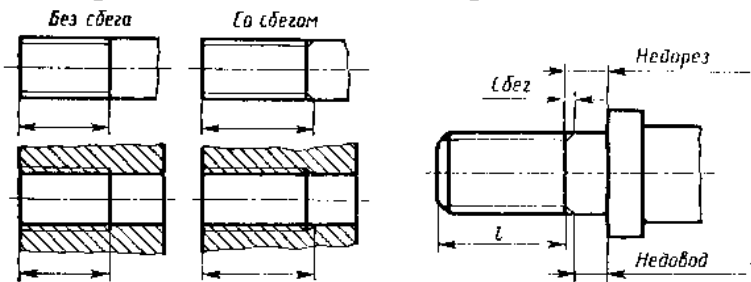


Рис.8

Из технологических соображений на части детали (стержня) может быть осуществленнедовод резьбы. Суммарно недовод резьбы и сбег представляют собой недорез резьбы (ГОСТ 10548–80). Размер длины резьбы указывается, как правило, без сбeга.

Условное изображение внутренней резьбы в отверстии

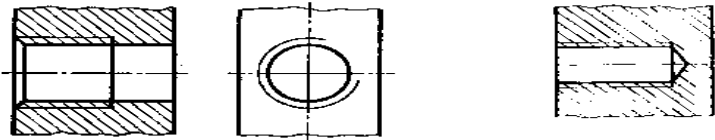


Рис.9

Внутренняя резьба – изображается сплошной основной линией по внутреннему диаметру и сплошной тонкой – по наружному. Если при изображении глухого отверстия, конец резьбы располагается близко к его дну, то допускается изображать резьбу до конца отверстия. Резьбу с нестандартным профилем следует изображать.

Условное изображение резьбы в сборе.

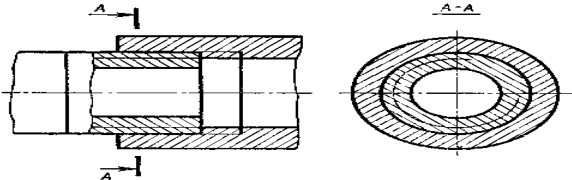


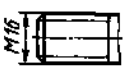
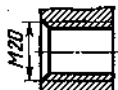
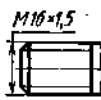
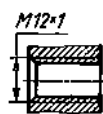
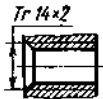
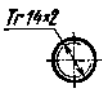
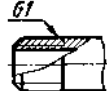
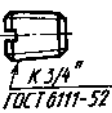
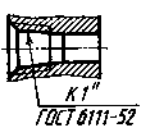
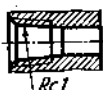
Рис.10

На разрезах резьбового соединения в изображении на плоскости, параллельной его оси в отверстии, показывают только ту часть резьбы, которая не закрыта резьбой стержня.

Штриховку в разрезах и сечениях проводят до сплошной основнойлинии, т.е. до наружного диаметра наружной резьбы и внутреннего диаметра внутренней.

Таблица 4. Условное изображение резьбы

Тип резьбы	Условное обозначение типа резьбы	Размеры, указываемые на чертеже	Обозначение резьбы на чертежах			
			на изображениях в плоскости, параллельной оси резьбы		на изображениях в плоскости, перпендикулярной оси резьбы	
			на стержне	В отверстии	на стержне	отверстии

Метрическая с крупным шагом ГОСТ 9150-81	<i>M</i>	Наружный диаметр (мм)				
Метрическая с мелким шагом ГОСТ 9150-81	<i>M</i>	Наружный диаметр и шаг резьбы (мм)				
Тrapeцеидаль- ная однозаходная ГОСТ 9484-81 (СТ СЭВ 146-78)	<i>Tr</i>	Наружный диаметр и шаг резьбы (мм)				
Трубная цилиндрическая ГОСТ 6357- 81 (СТ СЭВ 1157-78)	<i>G</i>	Условное обозначение в дюймах				
Коническая дюймовая ГОСТ 6111- 52	<i>K</i>	Условное обозначение в дюймах				
Трубная коническая ГОСТ 6211- 81 (СТ СЭВ 1159-78): наружная и внутренняя	<i>R</i> <i>Rc</i>	Условное обозначение в дюймах				

Для обозначения резьбы пользуются стандартами на отдельные типы резьбы. Для всех резьбы, кроме конических и трубной цилиндрической, обозначения относятся к наружному диаметру и проставляются над размерной линией, на ее продолжении или на полке линии-выноски. Обозначения конической резьбы и трубной цилиндрической наносят только на полке линии-выноски.

Резьбу на чертеже условно обозначают в соответствии со стандартами на изображение, диаметры, шаги и т. д.

Конструкции резьбовых деталей и применяемые материалы

Основные резьбовые крепежные детали — болты, винты, шпильки, гайки, а также шайбы и устройства, предохраняющие резьбовые соединения от самоотвинчивания, гаечные ключи.

Болтом (см. рис. 14, а) называется резьбовое изделие цилиндрической (или конической) формы, снабженное на одном конце головкой, а на другом резьбой, на которую навинчивается гайка. На рис. 14, б показан винт.

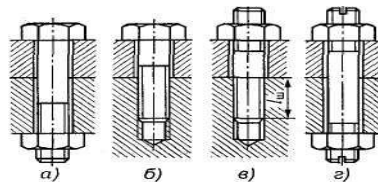


Рис. 14. Типы резьбовых соединений: а - болтовое; б- соединение винтом; в, г -соединение шпилькой

Резьбовое изделие цилиндрической формы, снабженное на одном конце головкой, а на другом резьбой (гайкой служит деталь), называется *винтом*.

Болтами (рис. 14, а) скрепляют детали не очень большой толщины. Отверстия в соединяемых деталях выполняют несколько большего диаметра, чтобы можно было легко вставить болт, не повредив резьбы. С торца головку болта обтачивают на конус (снимают фаску), чтобы срезать вершины углов призмы, которые могут создавать затруднения при захватывании ключом. Болт требует для размещения гайки много места что увеличивает габариты и вес конструкции. Зато, при обрыве он легко заменяется.

Винт может иметь головку разной формы, в частности и шестигранную. Винт ввертывается в корпус и поэтому требует мало места для размещения, что сокращает размеры и вес конструкции. Однако, при сборке, резьба в корпусе (в особенности чугунном или алюминиевом) может быть повреждена. При обрыве трудно извлечь оставшуюся в резьбе часть винта.

Резьбу у болтов накатывают или нарезают на заготовках, полученных горячей высадкой из прутка. Болты также изготавливают из фасонного прутка (шестигранного или другого профиля) на токарно-винторезных станках или автоматах.

Болты и винты находят широкое применение во всех отраслях машиностроения для получения разъемных соединений. Они стандартизованы.

Конструктивные формы болтов и винтов. По форме головки болты и винты бывают с шестигранной головкой (рис. 15, а), квадратной (рис. 15, б), цилиндрической (рис. 15, в), полукруглой (рис. 15, г), потайной (рис. 15, д) с углублением под шестигранный ключ (рис. 15, е) или специальную отвертку (рис. 15, ж). Имеются и другие конструкции головок.

Болты, как правило, имеют головку, захватываемую снаружи инструментом - гаечным ключом, рис. 15, а, б, винты- специальным торцовым ключом (рис. 15, в-ж) и с головками, препятствующими провороту винта.

Головки винтов с наружным захватом. Обеспечивают наибольшую силу затяжки, но при этом требуется больше места для захвата ключом. Широкое распространение получила шестигранная головка (рис. 15, а,б), для которой требуется поворот гаечного ключа на 1/6 оборота до перехвата за следующие грани (при условии, что ключ не переворачивается). Для уменьшенной шестигранной головки нужно меньше места для размещения. Это позволяет снизить массу конструкции. В условиях частого завинчивания и отвинчивают и при наличии свободного пространства для поворота ключа применяют квадратные головки, которые при тех же габаритах имеют более широкие грани.

Головки с торцовым захватом. В зависимости от формы применяемого инструмента такие головки выполняют: с внутренним шестигранником (см. рис. 15,е).шлицем под обычную отвертку (см. рис.15,в) или с крестовым шлицем под

специальную отвертку (см. рис.15, ж). Винты с внутренним шестигранником обслуживаются простым ключом в виде изогнутого под прямым углом прутка шестигранного профиля. Головки винтов для завинчивания отверткой (см. рис. 15,е) могут быть цилиндрическими, полукруглыми, потайными или полупотайными. Головки с крестовым шлицем (см. рис.15,ж) более совершенны, так как такой шлиц лучше сопротивляется обмятию.

Головки, препятствующие провороту. Подразделяют на головки специальной формы, закладываемые в гнезда, или головки с двумя параллельными рабочими гранями, закладываемые в пазы, и круглые головки с усиком, вызывающие обмятие детали.

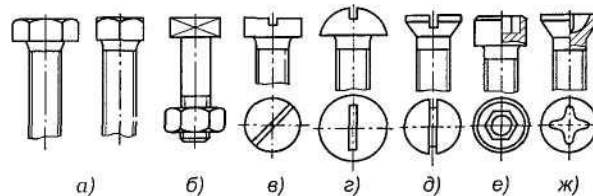


Рис. 15. Виды болтов и винтов

Концы болтов и винтов выполняют плоскими (рис. 16, а), с конической фаской (рис. 16, б) или сферическими (рис. 16, в).

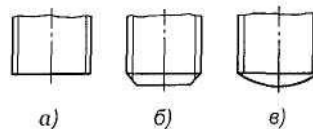


Рис. 16. Конструктивные элементы болтов, винтов и шпилек

В зависимости от формы стержня болты и винты бывают с *нормальным стержнем* (рис. 17,а); с *подголовком* (рис.17,б); с *точно обработанным утолщенным стержнем* для постановки без зазора в отверстие из-под развертки (рис.17, в); со *стержнем уменьшенного диаметра* ненарезанной части для повышения упругой податливости и выносливости при динамических нагрузках (рис.17, г).

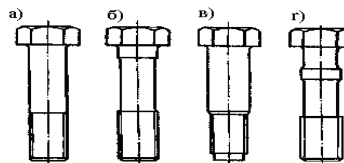


Рис. 17. Формы стержня болтов и винтов

В зависимости от точности изготовления болты и винты выполняют *нормальной и повышенной точности*

Условное обозначение крепёжных изделий

Для крепёжных изделий существуют стандарты, которые регламентируют их форму, размеры и условное обозначение.

ГОСТ 1759-70 устанавливает, какие параметры должны быть указаны в условном обозначении крепёжных деталей:

- наименование крепёжного изделия;
- исполнение (кроме исполнения 1);
- диаметр резьбы;
- мелкий шаг резьбы (крупный не указывается);
- поле допуска (кроме **8g** для болтов и шпилек и **7H** для гаек);
- длина (для болта или шпильки);

- класс прочности;
- материал;
- вид покрытия и толщина (если имеется);
- номер стандарта.

В обозначении класса не ставится точка, разделяющая два числа, обозначающих класс прочности материала. Марку материала не указывают для болтов и шпилек классов прочности ниже 8.8 и для гаек классов прочности ниже 10.

Примеры условного обозначения крепежных изделий.

Болт с шестигранной головкой нормальной точности, исполнение 2, диаметр резьбы $d = 10$ мм, с мелким шагом $P = 1,25$ мм, поле допуска 6g, длина $l = 65$ мм, класса прочности 10.9, изготовленный из стали 40X, с цинковым покрытием (09) толщиной 6 мкм:

Болт 2М10х1,25-6gх65.109.40X.096 ГОСТ7798-70

Практическая работа №26

«Выполнение условных обозначений неразъемных соединений»

Цель работы

1. Выяснить назначение сварных соединений
2. Ознакомиться с конструкциями изучаемых соединений
3. Определить параметры сварочного шва согласно своему варианту из таблицы

Оформление практической работы и порядок ее сдачи

1. Работа выполняется в тетради
2. По завершению работы все полученные данные заносятся в тетрадь
3. Выполненная работа сдается для проверки преподавателю
4. Работа считается зачтенной, если она выполнена правильно, аккуратно оформлена, а также обучающийся ответил на контрольные вопросы

Контрольные вопросы

1. Что понимают под неразъемным соединением?
2. Что понимается под сварным соединением и сварным швом?
3. Каковы основные виды сварных соединений?
4. Чем отличается сварка встык от сварки внахлест?
5. Как наносят условное соединение шва на чертеже?
6. Как обозначают одинаковые швы на чертеже?

Сварные соединения

Соединения деталей путем сварки широко распространены в современном машиностроении. Сварка позволяет создавать принципиально новые конструкции машин и сооружений, основанные на использовании катаных, литых, кованных и штампованных заготовок. Это оказывает влияние не только на отдельные детали объектов, но и на форму всей конструкции

СВАРКА - процесс получения неразъемного соединения посредством установления межатомных связей между свариваемыми частями при их местном или общем нагреве, или пластическом деформировании, или совместном действии того и другого.

Условные изображения и обозначения швов сварных соединений устанавливает ГОСТ 2.312 - 72 ЕСКД.

Сварной шов, независимо от способа сварки, изображают на чертеже соединения: видимый - сплошной основной линией, невидимый - штриховой линией.

От изображения шва проводят линию-выноску, заканчивающуюся односторонней стрелкой (рис. 1). При точечной сварке видимую одиночную сварную точку изображают знаком "+" (рис. 1) Невидимые одиночные точки не изображают.

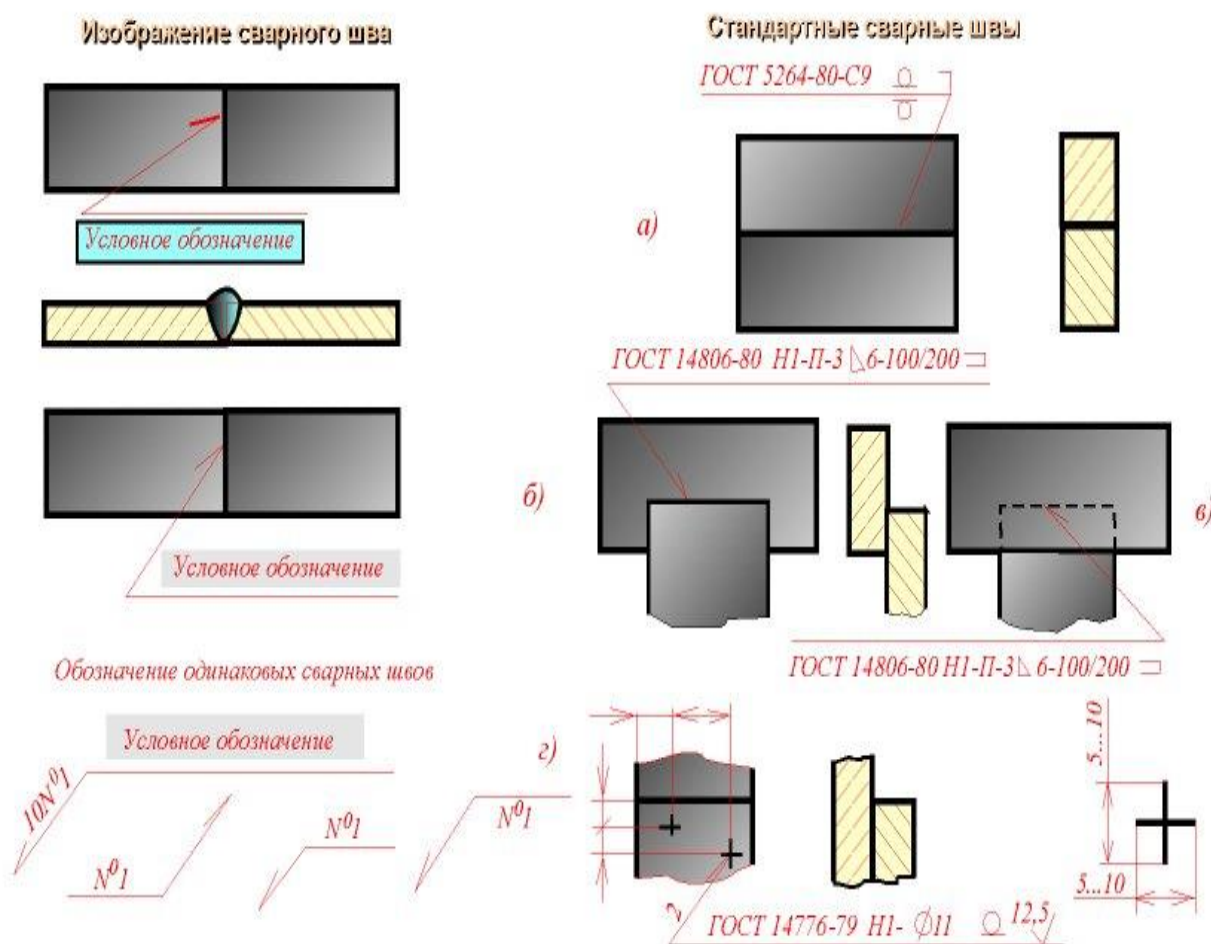


Рис. 1. Изображение сварного шва.

В зависимости от расположения свариваемых деталей различают следующие виды сварных соединений:

1) **СТЫКОВОЕ** (С), обозначаемое буквой С, при котором свариваемые детали соединяются своими торцами (рис. 2);

2) **УГЛОВОЕ** (У), при котором свариваемые детали располагаются под углом, чаще всего - 90 градусов, и соединяются по кромкам (рис. 2);

3) **ТАВРОВОЕ** (Т), при котором торец одной детали соединяется с боковой поверхностью другой детали (рис. 2);

4) **НАХЛЕСТОЧНОЕ** (Н), при котором боковые поверхности одной детали частично перекрывают боковые поверхности другой (рис. 2).

Кромки деталей, соединяемых сваркой, могут быть различно подготовлены под сварку в зависимости от требований, предъявляемых к

соединению. Подготовка может быть выполнена: с отбортовкой кромок (рис. 2), без скоса кромок, со скосом одной кромки, с двумя скосами одной кромки, со скосами двух кромок (рис. 2). Скосы бывают симметричные и асимметричные, прямолинейные и криволинейные.

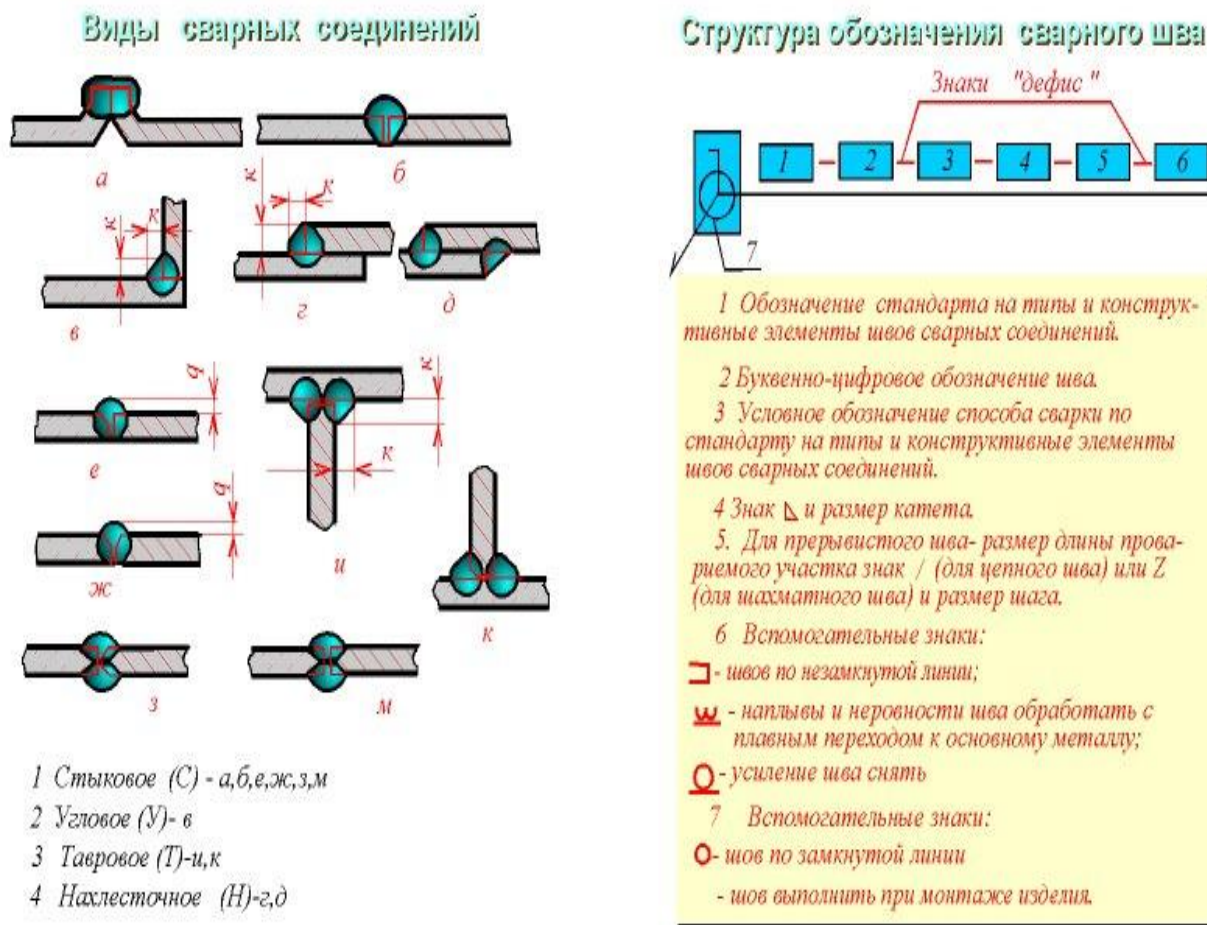


Рис. 2. Виды и структура сварных соединений.

Швы в поперечном сечении выполняются нормальными без усиления и с усилением величиной (рис. 2) Тавровые, угловые и нахлесточные швы характеризуются величиной катета К треугольного поперечного сечения шва.

В зависимости от формы шва, скоса кромок, величины усиления и катета стандартные сварные швы имеют следующие условные обозначения: С1, С2, С3,..., У1, У2, У3,..., Т1, Т2, Т3,..., Н1, Н2, Н3... .

По характеру расположения швы делятся на односторонние и двусторонние (рис. 50.2). Швы могут быть сплошные и прерывистые.

На изображении сварного шва различают лицевую и обратную стороны. За лицевую сторону одностороннего шва принимают ту сторону, с которой производится сварка.

Лицевой стороной двустороннего шва с несимметричной подготовкой (скосом) кромок будет та сторона, с которой производят сварку основного шва.

Если же подготовка кромок симметрична, то за лицевую сторону принимают любую.

На чертежах сварного соединения каждый шов имеет определенное условное обозначение, которое наносят над или под полкой линии-выноски, проводимой от

изображения шва. Условное изображение лицевых швов наносят над полкой линии-выноски (рис. 1). Условное обозначение оборотных швов - под полкой линии-выноски (рис.1)

Обозначение швов по ГОСТ 2.312 - 72 имеет структуру (см. рис. 2).

Примеры условного обозначения стандартных сварных швов приведены на рис. 1:

а) шов стыкового соединения (буква С) с криволинейным скосом одной кромки, двусторонним (цифра 9), выполняемый ручной дуговой сваркой при монтаже изделия. Усилие снято с обеих сторон.

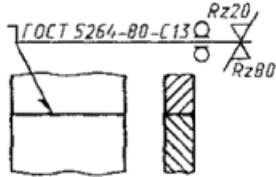
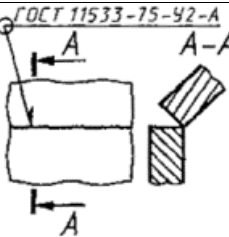
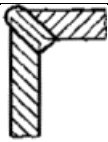
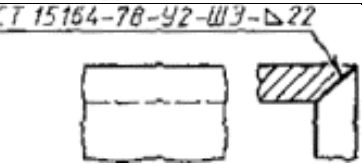
б) шов соединения внахлестку без скоса кромок односторонний (Н1), выполняемый дуговой полуавтоматической сваркой в защитных газах плавящимся электродом. Шов по незамкнутой линии. Катет шва 6 мм. Длина провариваемого участка 100 мм. Шаг 200 мм.

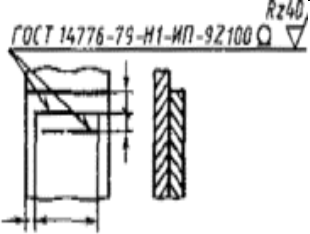
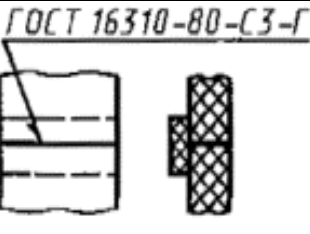
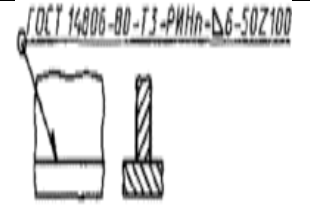
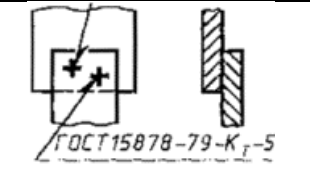
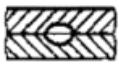
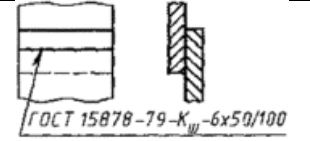
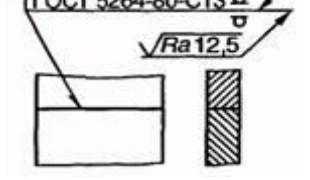
в) см. "пункт б", но шов с оборотной стороны.

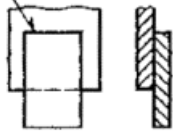
г) одиночные сварные точки соединения внахлестку, выполняемые дуговой сваркой под флюсом. Точки диаметром 11 мм. Усиление должно быть снято. Параметр шероховатости обрабатываемой поверхности $Ra = 12,5$ мкм.

Условные обозначения стандартных швов сварных соединений

Таблица 1

Вариант	Характеристика шва	поперечного сечения шва	условное обозначение сварочного шва на чертежах с лицевой стороны
1	стыкового соединения с криволинейным скосом одной кромки, двусторонний, выполняемый дуговой ручной сваркой при монтаже изделия. Усиление снято с обеих сторон. Параметр шероховатости поверхности шва: с лицевой стороны – $Rz\ 20$ мкм; с оборотной стороны - $Rz\ 80$ мкм		
2	в углового соединения без скоса кромок, односторонний, выполняемый автоматической дуговой сваркой под флюсом по замкнутой линии		
3	в углового соединения со скосом кромок, выполняемый электрошлаковой сваркой плавящимся электродом. Катет шва 22 мм		

4) Пов точечный соединения внахлестку, выполняемый дуговой сваркой в инертных газах неплавящимся электродом. Расчетный диаметр точки 9 мм. Шаг 100 мм. Расположение точек шахматное. Усиление должно быть снято. Параметр шероховатости обработанной поверхности Rz 40 мкм.		 ГОСТ 14776-79-Н1-ИП-92100 Rz40
5) стыкового соединения без скоса кромок, односторонний, на остающейся подкладке, выполняемый сваркой нагретым газом с присадочным прутом Одиночные сварные точки соединения внахлестку, выполняемые дуговой сваркой под флюсом. Диаметр электродозаклепки 11 мм. Усиление должно быть снято. Параметр шероховатости обработанной поверхности Rz 80 мкм.		 ГОСТ 16310-80-С3-Г
6) таврового соединения без скоса кромок, односторонний, прерывистый с шахматным расположением, выполняемый ручной дуговой сваркой в инертных газах неплавящимся электродом с присадочным металлом по замкнутой линии Катет шва 6 мм. Длина провариваемого участка 50 мм Шаг 100 мм.		 ГОСТ 14806-80-Т3-РИИИ-Δ6-502100
7) Одиночные сварные точки соединения внахлестку, выполняемые контактной точечной сваркой. Расчетный диаметр литого ядра точки 5 мм		 ГОСТ 15878-79-К_т-5
8) в соединения внахлестку прерывистый, выполняемый контактной шовной сваркой. Ширина литой зоны шва 6 мм. Длина провариваемого участка 50 мм. Шаг 100 мм.		 ГОСТ 15878-79-К_ш-6x50/100
9) стыкового соединения с криволинейным скосом одной кромки, выполненной электродуговой ручной сваркой Параметр шероховатости обработанной поверхности с лицевой стороны Rz32, с обратной Rz12.5		 ГОСТ 5264-80-С13 √Ra 32 √Ra 12.5

10	соединения внахлестку без скоса кромок, односторонний, выполняемый дуговой автоматической сваркой в инертных газах плавящимся электродом. Шов по незамкнутой линии. Катет шва 5 мм.		ГОСТ 14806-80-Н1-ПНПЪ.5 
----	--	---	--