

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Шершуконина Татьяна Александровна

Должность: Директор Пятигорского института (филиал) Северо-Кавказского
федерального университета

Дата подписания: 23.09.2023 18:17:11

Уникальный программный ключ:
d74ce93cd40e39275c3ba2f58486412a1c8ef96f

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования**

«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт сервиса, туризма и дизайна (филиал) СКФУ в г. Пятигорске

Колледж института сервиса, туризма и дизайна (филиал) СКФУ в г. Пятигорске

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ
ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ
ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА**

Специальность СПО

23.02.03 «Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта»

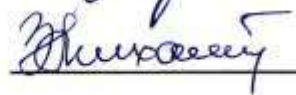
Пятигорск 2020 г.

Методические указания для практических занятий по дисциплине «Техническая механика» составлены в соответствии с требованиями ФГОС СПО к подготовке студентов для получения квалификации техник. Предназначены для студентов, обучающихся по специальности: 23.02.03 «Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта».

Рассмотрены на заседании ПЦК Колледжа ИСТид (филиал) СКФУ в г. Пятигорске
Протокол № 8 от «12 » марта 2020 г.

Составитель

Директор колледжа ИСТид

О.И. Шарейко

З.А. Михалина

Пояснительная записка

Данные методические указания предназначены для закрепления теоретических знаний и приобретения необходимых практических навыков и умений по программе дисциплины «Техническая механика» для специальности СПО 23.02.03 Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта

Практические занятия составлены в соответствии с требованиями ФГОС по специальности.

Целями проведения практических занятий являются:

- обобщение, систематизация, углубление, закрепление полученных теоретических знаний;
- формирование умений применять полученные знания на практике, реализацию единства интеллектуальной и практической деятельности.

В результате освоения учебной дисциплины обучающийся должен **уметь:**

- производить расчеты при растяжении и сжатии, срезе и смятии,
- производить расчеты при кручении и изгибе;
- выбирать рациональные формы поперечных сечений;
- производить расчеты зубчатых и червячных передач, передачи «винт-гайка»,
- производить расчеты шпоночных соединений на контактную прочность;
- производить проектировочный и проверочный расчеты валов;
- производить подбор и расчет подшипников качения
- выбирать детали и узлы на основе анализа их свойств для конкретного применения.

В результате освоения учебной дисциплины обучающийся должен **знать:**

- основные понятия и аксиомы теоретической механики, законы равновесия и перемещения тел;
- условия равновесия системы сходящихся сил и системы произвольно расположенных сил;
- методики выполнения основных расчетов по теоретической механике, сопротивлению материалов и деталям машин;
- основы проектирования деталей и сборочных единиц.

Содержание разработанных практических занятий направлено на реализацию и требований работодателя. В ходе выполнения заданий, у обучаемых формируются практические умения и навыки работы со справочной литературой, расчетными формулами, таблицами и графиками в конкретных задачах.

Необходимыми структурными элементами практических работ, помимо самостоятельной деятельности обучающихся, является инструктаж, проводимый преподавателем, а также организация обсуждения итогов выполнения заданий. Выполнению практических работ предшествует проверка знаний обучающихся – их теоретической готовности к выполнению заданий.

К каждому практическому занятию разработана подробная инструкция для обучающихся, в которой указан порядок необходимых действий, а также контрольные вопросы.

Основная позиция обучаемого в учебном процессе – активно-деятельностная, субъектная – включает в себя самостоятельный поиск, принятие решений, оценочную деятельность.

Основная позиция преподавателя – руководитель и партнер по выполнению практических заданий.

Отчеты о практических занятиях обучающиеся оформляют в специальных папках для практических работ.

Практическая работа № 1.

Тема 1 Основные понятия статики. Плоская система сходящихся сил

Определение усилий в стержнях стержневой конструкции.

Цель работы: Научится определять усилия в стержнях конструкции аналитическим методом.

Задание: Определить усилия в стержнях заданной конструкции аналитическим способом. Схему выбрать в соответствии с номером студента по списку журнала.

Порядок выполнения:

1. Изобразить заданную схему в соответствии с вариантом.
2. Выделить материальную точку, к которой приложена внешняя сила.
3. Определить тип связей, удерживающих точку.
4. Отбросить связи, заменить их действие силами реакции.
5. Составить расчетную схему, выделив точку, находящуюся в равновесии. Приложить к ней все действующие силы.
6. Выбрать оси координат.
7. Записать уравнения равновесия:
$$\begin{cases} \sum F_{kx} = 0 \\ \sum F_{ky} = 0 \end{cases}$$
8. Из уравнений равновесия найти величину сил реакции.
9. Записать величину усилий в стержнях.
10. Вычертить многоугольник сил, приложенных к точке.
11. Вывод.

Таблица 1 – Варианты заданий

Вариант	Схема	P_1	P_2	α	β	γ
		кН		градусы		
1	1	6	8	45	90	30
2	2	5	10	90	30	45
3	3	3	6	120	30	60
4	4	7	9	60	30	30
5	5	10	6	30	30	30
6	6	8	4	90	60	45
7	7	12	3	120	30	90
8	8	9	5	60	45	75
9	9	4	7	60	45	45
10	10	8	12	90	30	30
11	11	10	8	90	60	30
12	12	8	5	60	60	45
13	13	7	10	45	45	75
14	14	4	6	30	60	30
15	15	5	8	120	45	45
16	1	10	4	30	60	30
17	2	3	7	90	60	30
18	3	8	5	150	60	30
19	4	3	12	30	60	60
20	5	7	5	60	30	45
21	6	6	4	60	30	90
22	7	5	8	90	60	60
23	8	14	6	45	75	45
24	9	12	10	120	60	30
25	10	4	7	60	30	60
26	11	8	6	90	120	30
27	12	6	9	120	30	30
28	13	10	3	30	45	60
29	14	9	4	60	120	30
30	15	3	8	90	30	60
31	1	7	5	60	30	60
32	2	12	6	90	30	90
33	3	4	10	90	45	60
34	4	8	4	45	30	45

Задания к практической работе № 1

1	2	3
4	5	6
7	8	9
10	11	12
13	14	15

Практическая работа № 2.

Тема 2 Пара сил. Плоская система произвольно расположенных сил.

1. Определение реакций опор балки на двух опорах.

Цель работы: Научиться определять реакции опор балки, установленной на двух опорах.

Задание: Определить реакции опор балки на двух опорах. Схему выбрать в соответствии с номером студента по списку в журнале.

Принять: $q = 2 \frac{kH}{м}; \quad P = 4kH; \quad M = 2kH \cdot м; \quad a = 2м.$

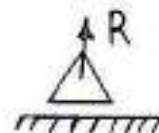
Порядок выполнения.

1. Изобразить схему в соответствии с вариантом.

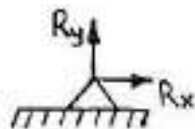
2. Заменить распределенную нагрузку ее равнодействующей $Q=q \cdot l$.

Приложить равнодействующую к балке в центре тяжести соответствующего прямоугольника.

3. Заменить опоры их реакциями. Реакцию шарнирно-подвижной опоры направить перпендикулярно к опорной поверхности.



Реакцию шарнирно-подвижной опоры разложить на две составляющие, направленные по осям координат.



4. Составить расчетную схему балки.

5. Выбрать оси координат и центры моментов.

6. Составить уравнение равновесия: $\sum M_A = 0; \quad \sum M_B = 0; \quad \sum F_{kx} = 0.$

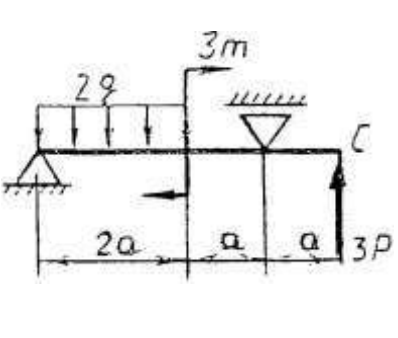
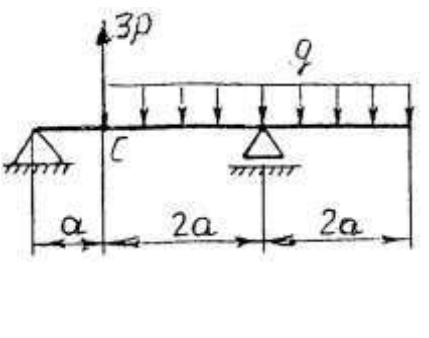
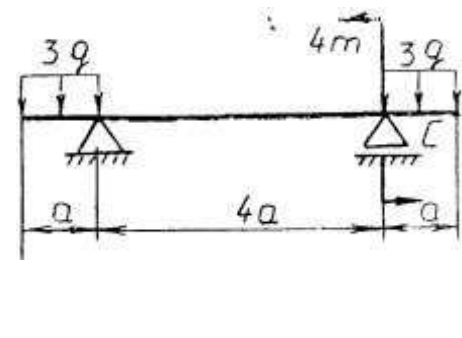
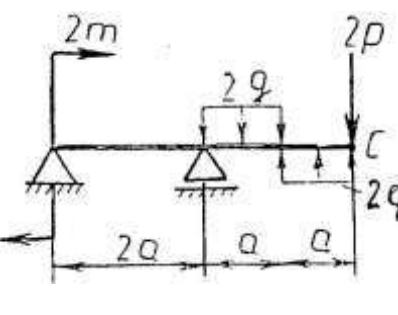
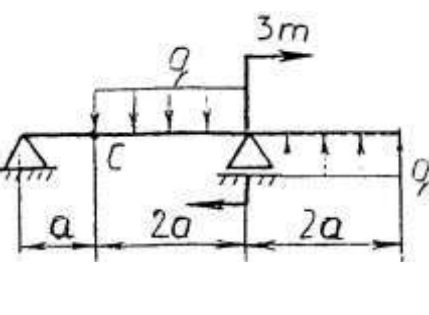
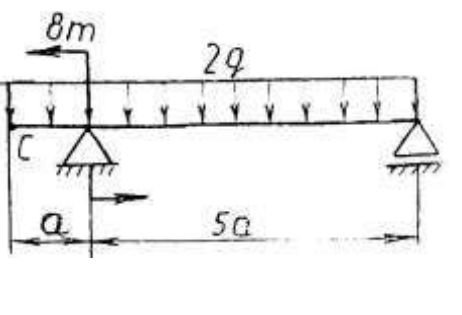
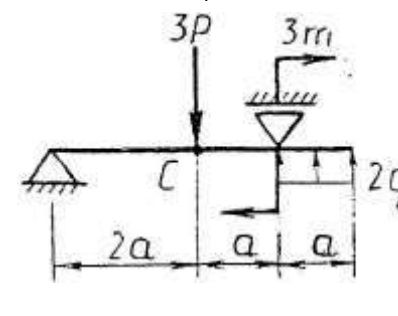
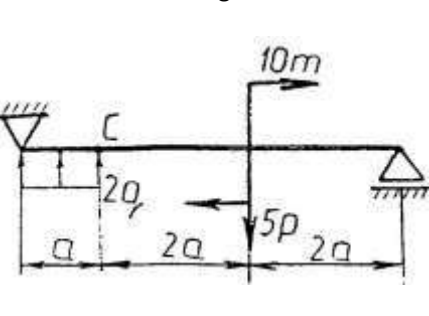
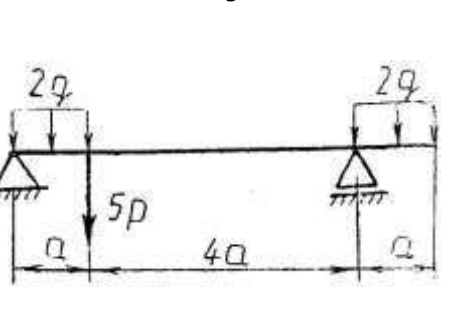
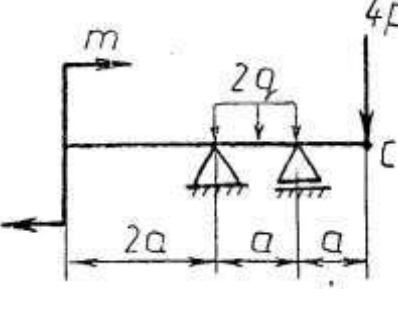
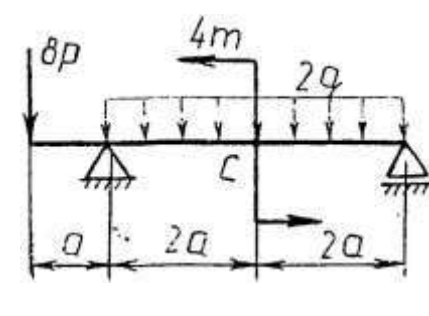
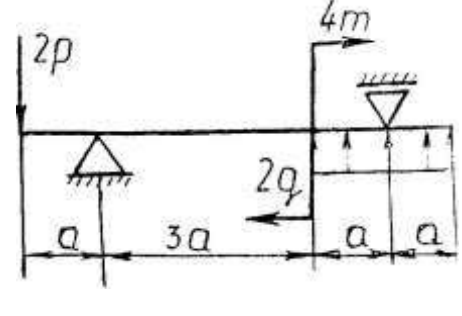
7. Из уравнений равновесия найти неизвестные реакции опор.

8. Провести проверку правильности решения, составив уравнения $\sum F_{ky} = 0.$

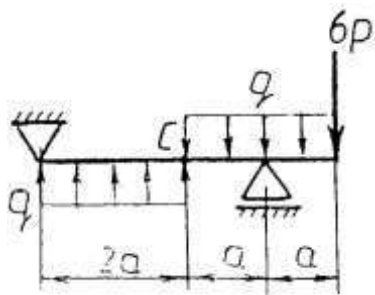
9. Записать ответы.

10. Вывод.

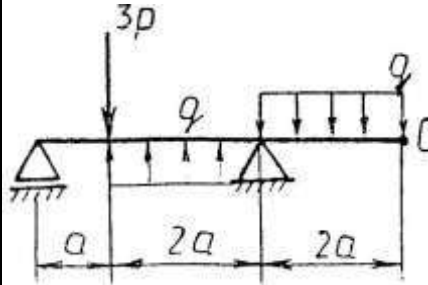
Задания к практической работе № 2

1 	2 	3 
4 	5 	6 
7 	8 	9 
10 	11 	12 

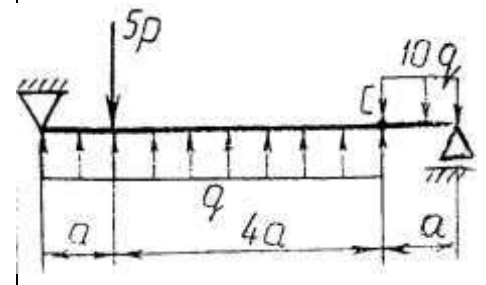
13



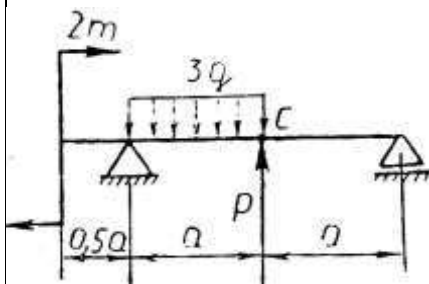
14



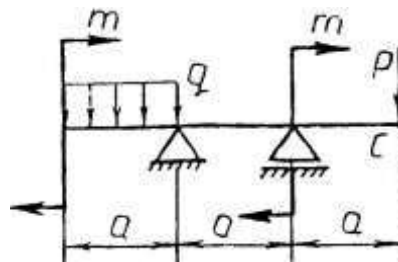
15



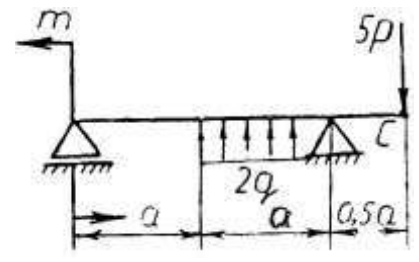
16



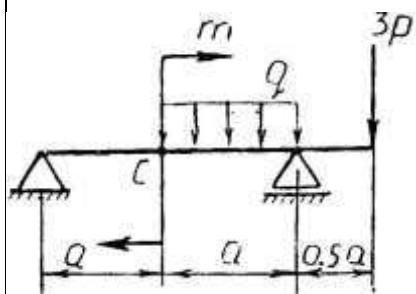
17



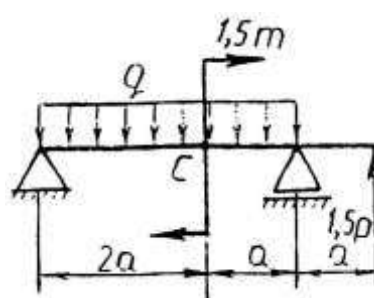
18



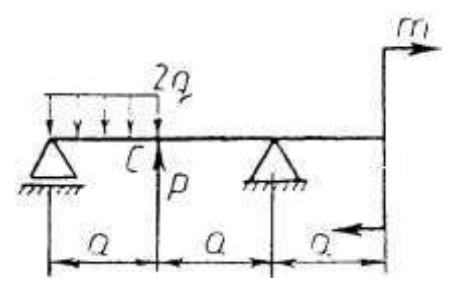
19



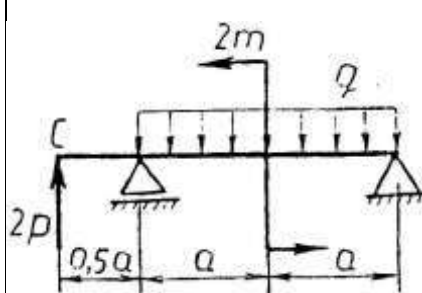
20



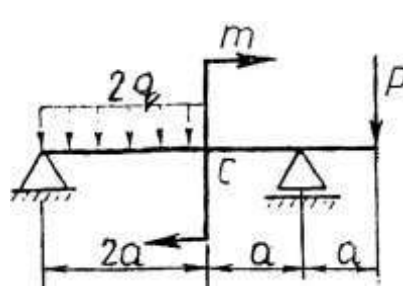
21



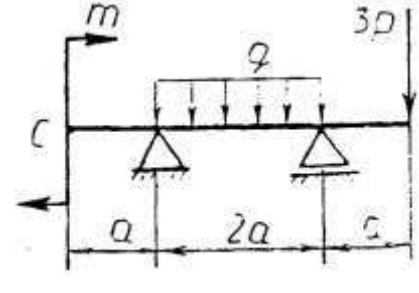
22



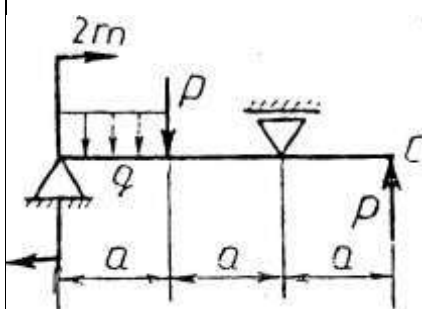
23



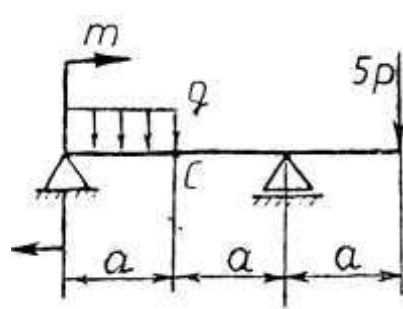
24



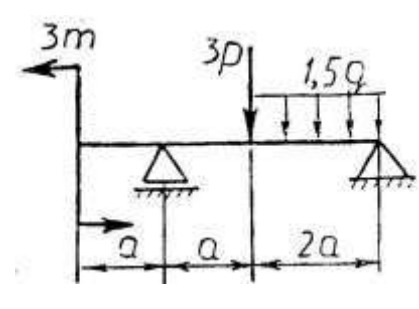
25

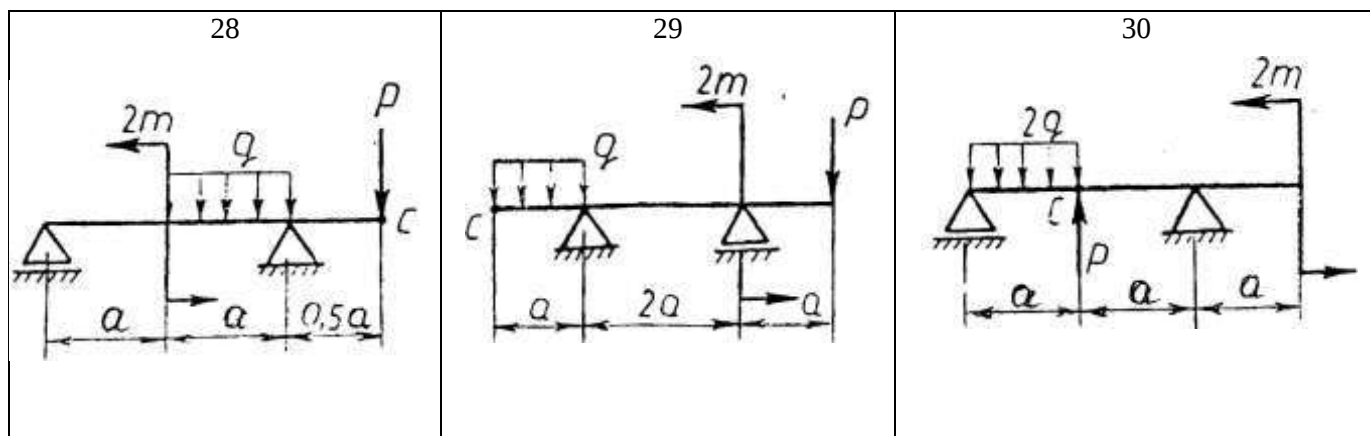


26



27





2. Определение реакций жесткой заделки балки.

Цель работы: Научится определять реакции жесткой заделки консольной балки.

Задание: Определить реакции жесткой заделки балки. Схему выбрать в соответствии с номером студента по списку в журнале.

Принять: $q = 2 \frac{kH}{м}$; $P = 4kH$; $M = 2kH \cdot м$; $a = 2м$.

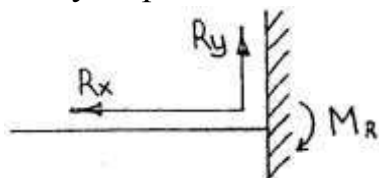
Порядок выполнения.

1. Изобразить схему в соответствии с вариантом.

2. Заменить распределенную нагрузку ее равнодействующей $Q = q \cdot l$.

Приложить равнодействующую к балке в центре тяжести соответствующего прямоугольника.

3. Заменить жесткую заделку ее реакциями.



4. Составить расчетную схему балки.

5. Выбрать оси координат.

6. Составить уравнения равновесия: $\sum M_A = 0$; $\sum F_{kx} = 0$; $\sum F_{ky} = 0$.

7. Из уравнений равновесия найти неизвестные реакции.

8. Провести проверку правильности решения, составить уравнения: $\sum M_C = 0$.

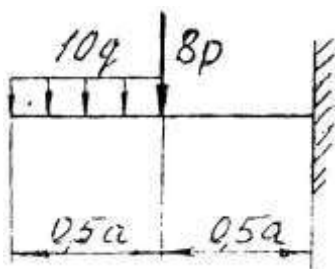
9. Записать ответы.

10. Вывод.

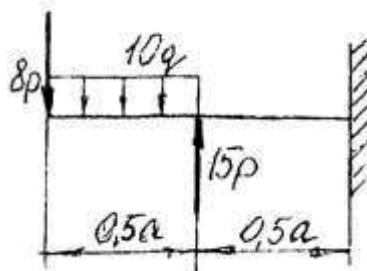
Задания к практической работе № 2

1	2	3
4	5	6
7	8	9
10	11	12

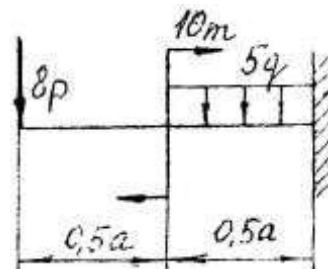
13



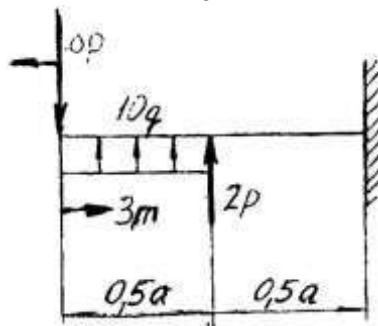
14



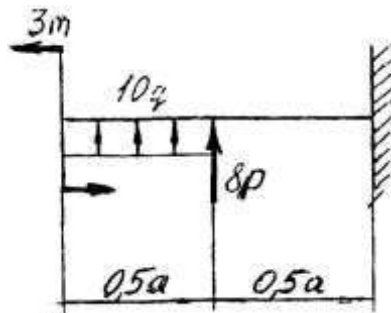
15



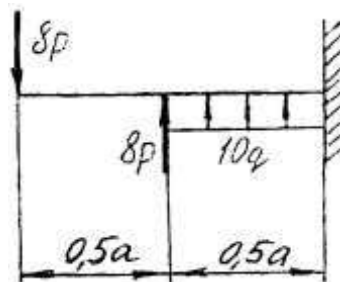
16



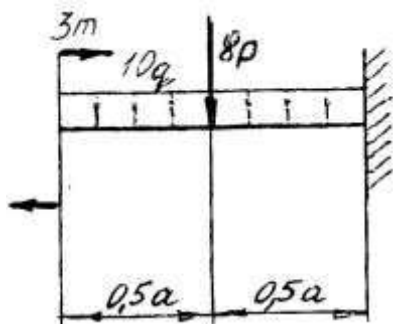
17



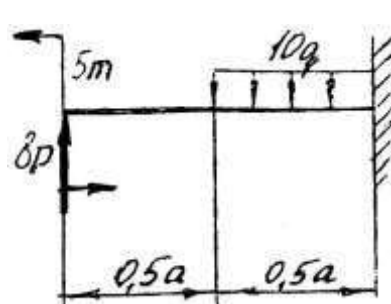
18



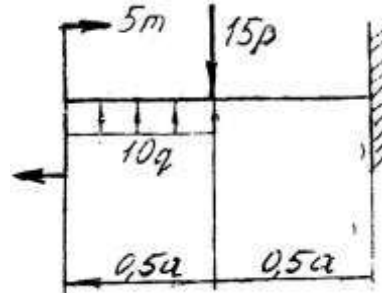
19



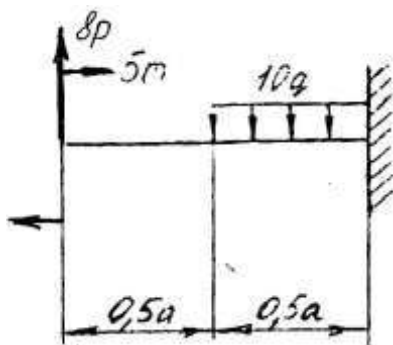
20



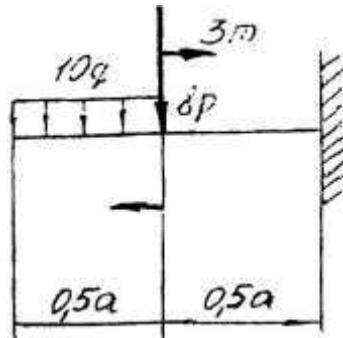
21



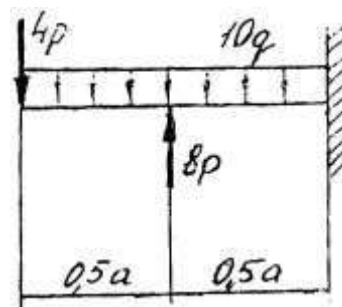
22



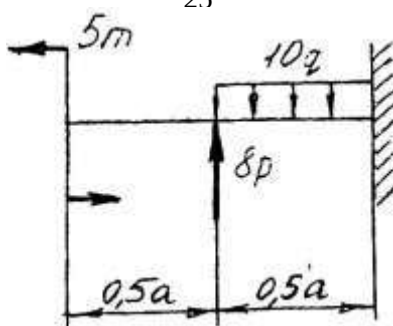
23



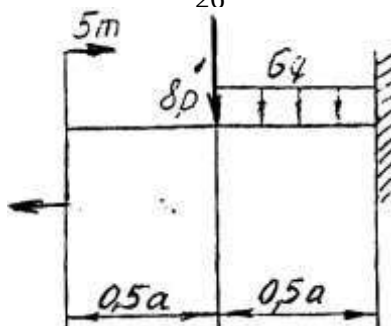
24



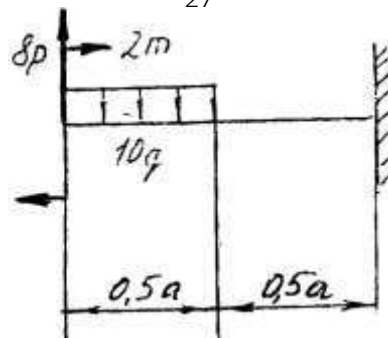
25

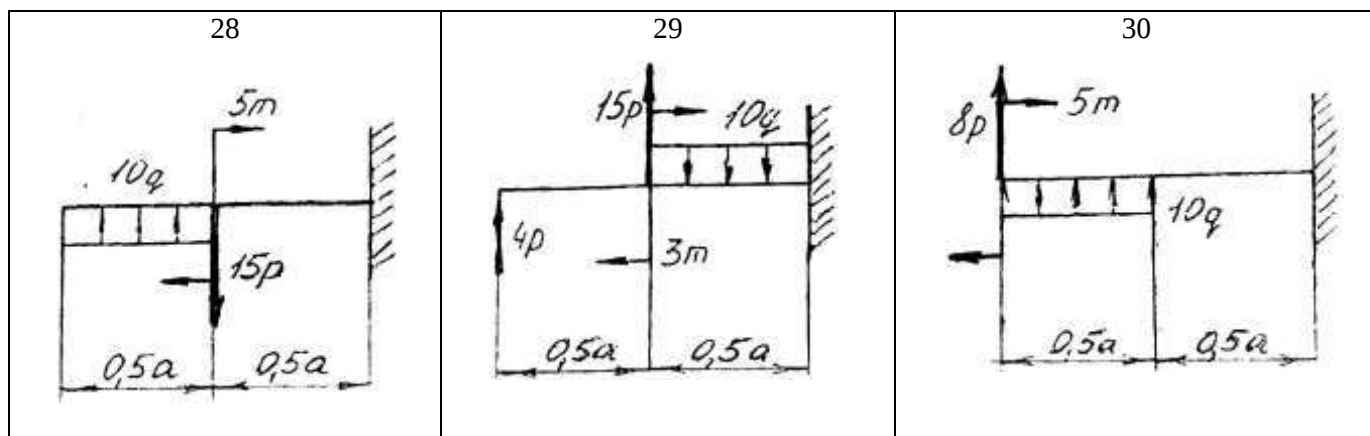


26



27





Практическая работа № 3.

Тема 3 Центр тяжести тела. Центр тяжести плоских фигур.

Определение координат центра тяжести плоской фигуры.

Цель работы: Научится определять координаты центра тяжести плоской фигуры сложной формы.

Задание: Определить координаты центра тяжести сложной плоской фигуры. Схему выбрать в соответствии с номером студента по списку в журнале.

Порядок выполнения.

1. Изобразить заданную фигуру в соответствии с заданием в произвольном масштабе.
2. Выбрать оси координат.
3. Разбить фигуру на составные части, положение центров тяжести которых известно или легко определяется.
4. Определить площади составных частей. Площади вырезов принимать отрицательными.
5. Определять координаты центров тяжести составных частей.
6. Найденные значения площадей, а также координаты их центров тяжести представить в соответствующие формулы и вычислить координаты центра тяжести всей фигуры.

$$X_C = \frac{\sum A_k \cdot X_k}{\sum A_k} = \frac{A_1 \cdot X_1 + A_2 \cdot X_2 + A_3 \cdot X_3 + \dots}{A_1 + A_2 + A_3 + \dots} =$$

$$Y_C = \frac{\sum A_k \cdot Y_k}{\sum A_k} = \frac{A_1 \cdot Y_1 + A_2 \cdot Y_2 + A_3 \cdot Y_3 + \dots}{A_1 + A_2 + A_3 + \dots} =$$

7. По найденным координатам нанести на эскизе положение центра тяжести фигуры.
8. Вывод.

Задания к практической работе № 3

Вариант 1, 16	Вариант 2, 17	Вариант 3, 18	Вариант 4, 19	Вариант 5, 20
Вариант 6, 21	Вариант 7, 22	Вариант 8, 23	Вариант 9, 24	Вариант 10, 25
Вариант 11, 26	Вариант 12, 27	Вариант 13, 28	Вариант 14, 29	Вариант 15, 30

Практическая работа № 4.

Тема 5 Движения твердого тела.

Определение угловых и линейных скоростей и ускорений точек вращающегося тела.

Цель работы: Научиться определять угловые скорости и ускорения точек вращающегося тела, а также их линейные скорости, касательное, нормальное и полное ускорение.

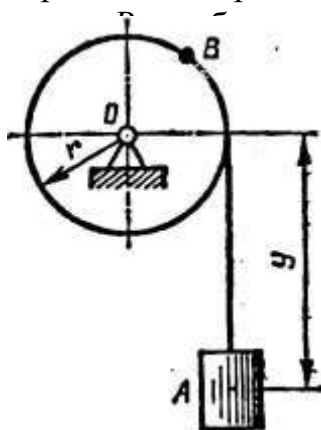
Задание: Движение груза задано уравнением $y=f(t)$. Определить скорость и ускорение груза в момент времени t_1 , а также скорость и ускорение точки B на ободе шкива. Данные для своего варианта принять по таблице 1.

Порядок выполнения.

1. Изобразить в произвольном масштабе схему.
2. Для груза A изобразить вектор скорости $\vec{V}_A$ и ускорения $\vec{a}_A$.
3. Из уравнения движения $y=f(t)$ найти для груза скорость движения: $V_A = \frac{dy}{dt} = f'(t)$ и ускорение движения: $a_A = \frac{dv_A}{dt} = V'_A$.
4. Подставить в полученные выражения значения времени t , и найти численное значение скорости и ускорения.
5. Из условия совместимости движения троса с грузом и точек обода шкива при отсутствии проскальзывания определяем $V_B = V_A$; $a_B^T = a_A$.
Откладываем на эскизе вектор $\vec{V}_B$ и $\vec{a}_B^T$.
6. Определяем угловую скорость шкива: $V_B = r \cdot \omega$;
7. Определение углового ускорения шкива: $a_B^T = r \cdot E$
8. Определение нормального ускорения точки B : $a_B^n = r \cdot \omega^2$
9. Определение полного ускорения точки B : $a_B = \sqrt{(a_B^T)^2 + (a_B^n)^2}$.
10. Нанести векторы скорости ускорения точки B на эскиз.
11. Ответ.
12. Вывод.

Задания к практической работе № 4

Движение груза A , опускающегося при помощи лебедки, задано уравнением $y=at^2+bt+c$, где y — в м, t — в с. Определить скорость и ускорение груза в момент времени t_1 , а также скорость и ускорение шкива (табл.)



Вариант задания	1 11 21	2 12 22	3 13 23	4 14 24	5 15 25	6 16 26	7 17 27	8 18 28	9 19 29	10 20 30
$a, \text{м/с}^2$	2	0	3	0	3	3	2	0	4	0
$b, \text{м/с}$	0	3	4	2	0	4	0	3	4	2
$c, \text{м}$	3	4	0	5	2	0	4	2	0	3
$r, \text{м}$	0,5	0,8	0,8	0,8	0,5	0,5	0,4	0,6	0,8	0,5
$t_1, \text{с}$	1,5	1	1,5	2	1,5	1	1,5	1	1,5	1

Практическая работа № 5.

Тема 6 Основные понятия динамики. Работа и мощность. Общие теоремы динамики.

Решение задач динамики методом кинематики.

Цель работы: Научится **определять** силу инерции для различных случаев движения и применять принцип Даламбера.

Задание: Решить задачу № 6 в соответствии со своим вариантом.

Порядок выполнения:

1. Выделить материальную точку, движение которой рассматривается и изобразить ее на рисунке.
2. Выявить все активные силы и изобразить их приложенными к точке.
3. Освободить точку от связей, заменить связи их реакциями.
4. Определить скорость и ускорения нити и изобразить их приложенными к точке.
5. Определить силу инерции $F_{ин} = m \cdot a$.
6. Приложить силу инерции к движущейся точке.
7. Применить метод кинетостатики и рассмотреть равновесие полученной системы сил. Составить уравнения равновесия $\sum F_{kx} = 0$; $\sum F_{ky} = 0$;
8. Из уравнений равновесия найти требуемую величину.
9. Записать ответ.
10. Вывод.

Задания к практической работе № 5

Вариант 1, 11, 21.

К потолку вагона на тонкой нити подвешен груз. При прямолинейном движении вагона с постоянным ускорением, $a = 5 \text{ м/сек}^2$ нить отклоняется от вертикали на некоторый угол α . Найти этот угол и натяжение нити, если масса груза 1 кг . Массой нити пренебречь.

Вариант 2, 12, 22.

К потолку вагона на тонкой нити подвешен шарик, масса которого 2 кг . При равноускоренном прямолинейном движении вагона нить отклонилась на угол $\alpha = 18^\circ$. Определить ускорение вагона и натяжение нити.

Вариант 3, 13, 23.

Груз в 5 т , будучи подвешенным на тросе, длина которого 4 м совершает колебательные движения около положения равновесия. При переходе через положение равновесия груз имеет скорость $1,6\text{ м/сек}$. Определить в этот момент натяжение троса.

Вариант 4, 14, 24.

Груз в 12 т , подвешенный на тросе, опускается вертикально вниз с постоянным ускорением $4,4\text{ м/сек}^2$. Определить натяжение троса.

Вариант 5, 15, 25.

Гирю в 2 кг взвешивают на пружинных весах, находясь в лифте, который поднимается вверх с ускорением 6 м/сек^2 . Определить показание пружинных весов.

Вариант 6, 16, 26.

Шарик, масса которого $0,5\text{ кг}$, привязан к нити и вращается вместе с ней в вертикальной плоскости с угловой скоростью 150 об/мин . Длина нити 50 см . Определить наибольшее натяжение нити.

Вариант 7, 17, 27.

Шарик, масса которого $1,2\text{ кг}$, привязали к нити длиной 40 см . Шарик с нитью вращается в вертикальной плоскости с угловой скоростью 300 рад/сек . Определить наименьшее натяжение нити.

Вариант 8, 18, 28.

Шарик массой $0,8\text{ кг}$ привязан к нити, которая может выдержать максимальное натяжение 5 кн . При какой угловой скорости вращения в вертикальной плоскости возникает опасность разрыва нити, если ее длина 80 см ?

Вариант 9, 19, 29.

С какой скоростью должен проехать мотоциклист по арочному мостику радиусом 25 м , чтобы в самой верхней точке мостика давление мотоцикла на мостик стало в два раза меньше его общего веса.

Вариант 10, 20, 30.

Масса мотоциклиста вместе с мотоциклом 280 кг . Когда мотоциклист проезжает по легкому мостику со скоростью 108 км/час , то мостик прогибается, образуя дугу радиусом 60 м . Определить максимальное давление, производимое мотоциклом на мостик.

Практическая работа № 6.

Тема 7. Задачи сопротивления материалов. Внутренние силы. Метод сечений.

Внутренние силы. Метод сечений.

Цель работы: Научиться выполнять расчеты элементов конструкций, испытывающих деформацию растяжения (сжатия).

Задание: Для заданного двухступенчатого стального бруса, нагруженного двумя силами F_1 и F_2 , построить эпюры продольных сил (N_z). Определить площади поперечных сечений и диаметр каждой ступени бруса из условия прочности; построить эпюры нормальных напряжений; определить удлинение (укорочение) каждой ступени и найти перемещение свободного конца бруса.

При расчетах принять $[\sigma]=150\text{МПа}$; $E=2\cdot 10^5\text{МПа}$. Исходные данные выбрать из таблицы.

Номер варианта взять в соответствии с номером студента в списках по журналу.

Порядок выполнения:

1. Изобразить расчетную схему в соответствии с вариантом.
2. Выписать исходные данные из таблицы.
3. Разделить брус на участки, границы которых определяются сечениями, где изменяются площадь поперечного сечения или приложены внешние нагрузки. Пронумеровать участки.
4. Определить внутренние силовые факторы на каждом участке для чего применить метод сечения.
5. Построить эпюру N_z .
6. Из условия прочности при растяжении.

$$\sigma_{max} = \frac{N_z}{A} \leq [\sigma]$$

Найти площадь поперечных сечений бруса на каждом участке.

$$A \geq \frac{N_{zi}}{[\sigma]} \quad (\text{мм}^2)$$

Определить диаметр каждого из сечений:

$$d \geq \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (\text{мм})$$

Округлить диаметр до стандартного из ряда чисел $R40$.

Уточнить площади поперечных сечений: $A'_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$ $A'_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}$

8. Определить напряжения на каждом из участков.

$$\sigma_{уст} = \frac{N_z}{A'} \quad (\text{МПа})$$

9. Построить эпюру нормальных напряжений по длине бруса.

10. Определить деформацию каждого участка.

$$\Delta l_i = \frac{N_{zi} l_i}{A_i \cdot E} = \frac{\sigma_i l_i}{E} \quad (\text{мм})$$

11. Определить перемещение свободного конца бруса.

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2$$

12. Вывод.

Практическая работа № 7.

Тема 8. Виды шарниров. Реакция связей.

Определение реакций в шарнирах.

Цель работы: Научиться выполнять расчеты элементов конструкций, испытывающих деформацию растяжения (сжатия).

Задание: Для заданного двухступенчатого стального бруса, нагруженного двумя силами F_1 и F_2 , построить эпюры продольных сил (N_z). Определить площади поперечных сечений и диаметр каждой ступени бруса из условия прочности; построить эпюры нормальных напряжений; определить удлинение (укорочение) каждой ступени и найти перемещение свободного конца бруса.

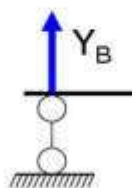
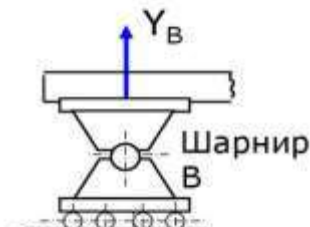
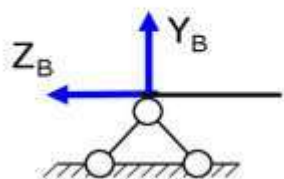
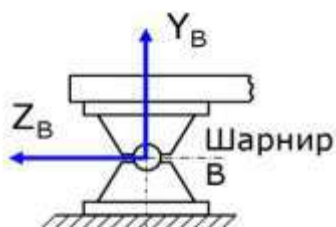
При расчетах принять $[\sigma]=150\text{МПа}$; $E=2\cdot 10^5\text{МПа}$. Исходные данные выбрать из таблицы.

Номер варианта взять в соответствии с номером студента в списках по журналу.

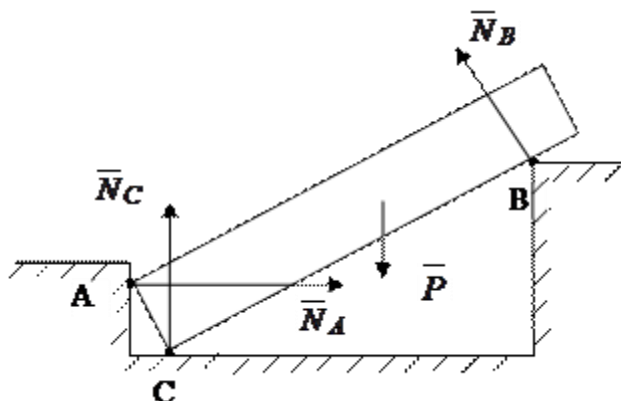
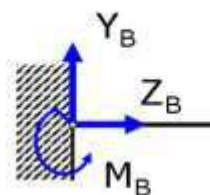
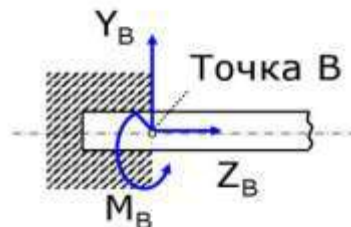
Классификация опор и опорные реакции

Шарнирные опоры

неподвижная подвижная



Жесткая заделка



Алгоритм определения реакции связи кинематическим методом

1. В системе, находящейся в равновесном деформированном состоянии при заданной нагрузке, удаляется связь, реакцию которой S требуется определить. Взамен удалённой связи прикладывается её реакция S , обеспечивающая сохранение неизменным состояния равновесия системы.
2. Системе с удалённой связью, находящейся по-прежнему в равновесном деформированном состоянии при действующей нагрузке и реакции S , задаётся возможное (виртуальное) перемещение.
3. Определяются (с точностью до общего неопределённого множителя δ_0) перемещения δ_F и δ_S – соответственно по направлениям заданной нагрузки F и искомой реакции S .
4. Из уравнения возможных работ $W_{ext} + W_{int} = 0$ определяется искомый силовой фактор S (реакция связи):

$$S = - \frac{F \cdot \delta_F + W_{int}}{\delta_S}$$

Порядок выполнения:

1. Изобразить расчетную схему в соответствии с вариантом.
2. Выписать исходные данные из таблицы.
3. Разделить брус на участки, границы которых определяются сечениями, где изменяются площадь поперечного сечения или приложены внешние нагрузки. Пронумеровать участки.
4. Определить внутренние силовые факторы на каждом участке для чего применить метод сечения.
5. Построить эпюру N_z .
6. Из условия прочности при растяжении.

$$\sigma_{max} = \frac{N_z}{A} \leq [\sigma]$$

Найти площадь поперечных сечений бруса на каждом участке.

$$A \geq \frac{N_{zi}}{[\sigma]} \quad (мм^2)$$

Определить диаметр каждого из сечений:

$$d \geq \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (мм)$$

Округлить диаметр до стандартного из ряда чисел $R40$.

Уточнить площади поперечных сечений: $A'_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$ $A'_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}$

8. Определить напряжения на каждом из участков.

$$\sigma_{ист} = \frac{N_z}{A'} \quad (МПа)$$

Практическая работа № 8.

Тема 9. Виды нагрузений. Виды напряжений.

Определение напряжений в бруске при различных нагрузках.

Цель работы: Научиться выполнять расчеты элементов конструкций, испытывающих деформацию растяжения (сжатия).

Задание: Для заданного двухступенчатого стального бруса, нагруженного двумя силами F_1 и F_2 , построить эпюры продольных сил (N_z). Определить площади поперечных сечений и

Балка на двух шарнирных опорах (рис. 6.5)

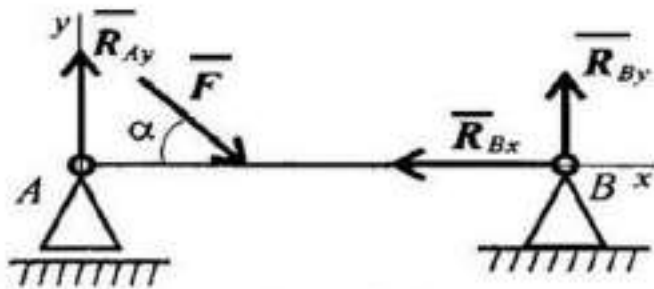


Рис. 6.5

Не известны три силы, две из них — вертикальные, следовательно, удобнее для определения неизвестных использовать систему уравнений во второй форме

$$\sum_0^n m_{kA} = 0; \quad \sum_0^n m_{kB} = 0; \quad \sum_0^n F_{kx} = 0.$$

Для контроля правильности решения используется дополнительное уравнение

$$\sum_0^n F_{ky} = 0.$$

Разновидности балочных систем

- **Балка** – прямой брус, закрепленный на опорах и изгибаемый приложенными к нему силами. Высота сечения балки незначительна по сравнению с длиной.
- **Жесткая заделка (защемление).**

Опора не допускает перемещений и поворотов. Заделку заменяют двумя составляющими силы R_{Ax} и R_{Ay} и парой с моментом M_R .

Для определения этих неизвестных удобно использовать систему уравнений в виде

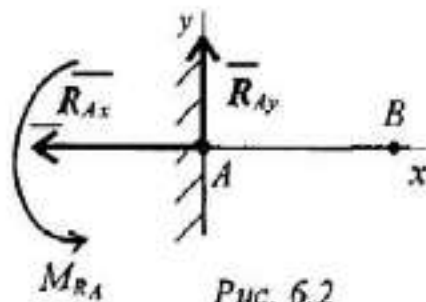
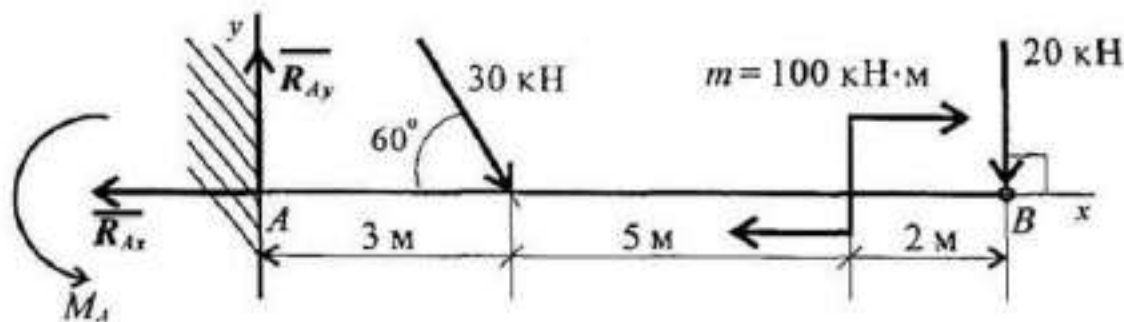


Рис. 6.2

$$\sum_0^n F_{kx} = 0; \quad \sum_0^n F_{ky} = 0; \quad \sum_0^n m_{kA} = 0$$



2. Используем систему уравнений:

$$\sum_0^n F_{kx} = 0; \quad \sum_0^n F_{ky} = 0; \quad \sum_0^n m_{kA} = 0.$$

$$\sum_0^n F_{kx} = -R_{Ax} + 30 \cdot \cos 60^\circ + 20 \cdot \cos 90^\circ = 0.$$

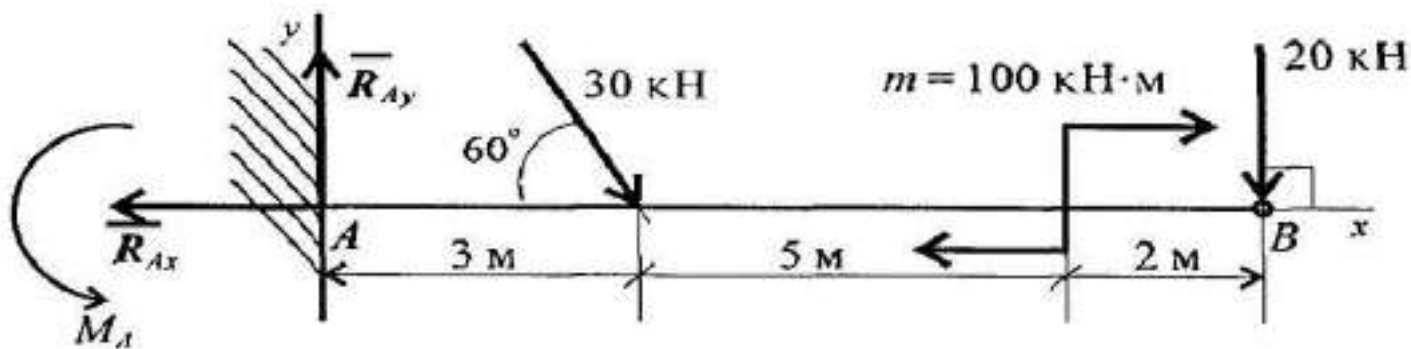
$$R_{Ax} = 30 \cdot \cos 60^\circ + 20 \cdot \cos 90^\circ = 15 \text{ кН}.$$

$$\sum_0^n F_{ky} = R_{Ay} - 30 \cdot \cos 30^\circ - 20 \cdot \cos 0^\circ = 0.$$

$$R_{Ay} = 30 \cdot 0,866 + 20 \cdot 1 = 45,98 \text{ кН}.$$

$$\sum_0^n m_{kA} = -M_A + 30 \cdot 3 \cdot \sin 60^\circ + 100 + 20 \cdot 10 = 0.$$

$$M_A = 377,94 \text{ кН·м}.$$



Знаки полученных реакций (+), следовательно, направления реакций выбраны верно.

3. Для проверки правильности решения составляем уравнение моментов относительно точки B .

$$\sum m_{kB} = -M_A + R_{Ay} \cdot 10 - 30 \cdot 7 \cdot \sin 60^\circ + 100 = 0.$$

Подставляем значения полученных реакций:

$$-377,94 + 45,98 \cdot 10 - 210 \cdot 0,866 + 100 = 0;$$

$$-559,8 + 559,8 = 0.$$

Решение выполнено верно.

Практическая работа № 9.

Тема 10 Растяжение и сжатие.

1. Построение эпюры внутренних сил.

Цель работы: Научиться выполнять расчеты элементов конструкций, испытывающих деформацию растяжения (сжатия).

Задание: Для заданного двухступенчатого стального бруса, нагруженного двумя силами F_1 и F_2 , построить эпюры продольных сил (N_z). Определить площади поперечных сечений и диаметр каждой ступени бруса из условия прочности; построить эпюры нормальных напряжений; определить удлинение (укорочение) каждой ступени и найти перемещение свободного конца бруса.

При расчетах принять $[\sigma] = 150 \text{ МПа}$; $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Исходные данные выбрать из таблицы.

Номер варианта взять в соответствии с номером студента в списках по журналу.

Порядок выполнения:

1. Изобразить расчетную схему в соответствии с вариантом.
2. Выписать исходные данные из таблицы.
3. Разделить брус на участки, границы которых определяются сечениями, где изменяются площадь поперечного сечения или приложены внешние нагрузки. Пронумеровать участки.

4. Определить внутренние силовые факторы на каждом участке для чего применить метод сечения.

5. Построить эпюру N_z .

6. Из условия прочности при растяжении.

$$\sigma_{max} = \frac{N_z}{A} \leq [\sigma]$$

Найти площадь поперечных сечений бруса на каждом участке.

$$A \geq \frac{N_{zi}}{[\sigma]} \quad (\text{мм}^2)$$

Определить диаметр каждого из сечений:

$$d \geq \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (\text{мм})$$

Округлить диаметр до стандартного из ряда чисел $R40$.

Уточнить площади поперечных сечений: $A'_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$ $A'_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}$

8. Определить напряжения на каждом из участков.

$$\sigma_{ист} = \frac{N_z}{A'} \quad (\text{МПа})$$

9. Построить эпюру нормальных напряжений по длине бруса.

10. Определить деформацию каждого участка.

$$\Delta l_i = \frac{N_{zi} l_i}{A_i \cdot E} = \frac{\sigma_i l_i}{E} \quad (\text{мм})$$

11. Определить перемещение свободного конца бруса.

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2$$

12. Вывод.

Практическая работа № 10.

Тема 10 Растяжение и сжатие.

2. Построение эпюры нормальных напряжений.

Цель работы: Научиться выполнять расчеты элементов конструкций, испытывающих деформацию растяжения (сжатия).

Задание: Для заданного двухступенчатого стального бруса, нагруженного двумя силами F_1 и F_2 , построить эпюры продольных сил (N_z). Определить площади поперечных сечений и диаметр каждой ступени бруса из условия прочности; построить эпюры нормальных напряжений; определить удлинение (укорочение) каждой ступени и найти перемещение свободного конца бруса.

При расчетах принять $[\sigma] = 150 \text{ МПа}$; $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Исходные данные выбрать из таблицы.

Номер варианта взять в соответствии с номером студента в списках по журналу.

Порядок выполнения:

1. Изобразить расчетную схему в соответствии с вариантом.

2. Выписать исходные данные из таблицы.

3. Разделить брус на участки, границы которых определяются сечениями, где изменяются площадь поперечного сечения или приложены внешние нагрузки. Пронумеровать участки.
4. Определить внутренние силовые факторы на каждом участке для чего применить метод сечения.
5. Построить эпюру N_z .
6. Из условия прочности при растяжении.

$$\sigma_{max} = \frac{N_z}{A} \leq [\sigma]$$

Найти площадь поперечных сечений бруса на каждом участке.

$$A \geq \frac{N_{zi}}{[\sigma]} \quad (мм^2)$$

Определить диаметр каждого из сечений:

$$d \geq \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (мм)$$

Округлить диаметр до стандартного из ряда чисел R40.

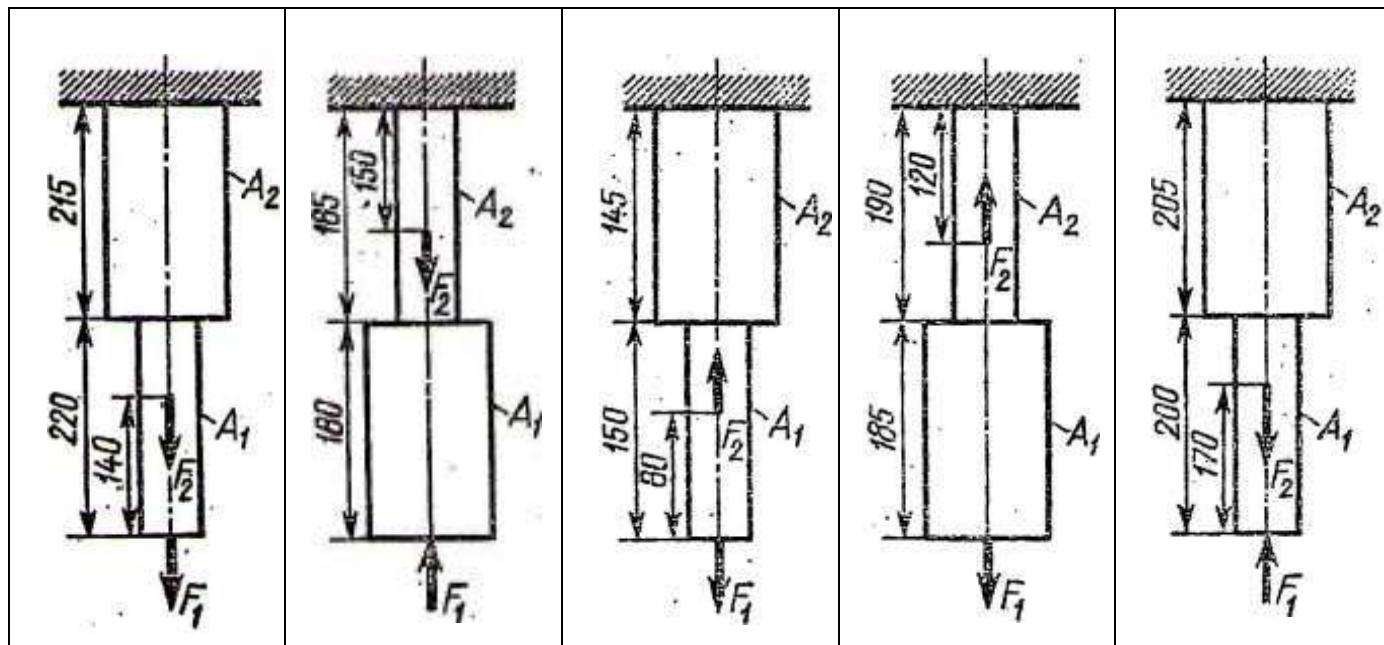
Уточнить площади поперечных сечений: $A'_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$ $A'_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}$

8. Определить напряжения на каждом из участков.

$$\sigma_{уст} = \frac{N_z}{A'} \quad (МПа)$$

Задания к практической работе № 8

Вариант 1, 11, 21	Вариант 2, 12, 22	Вариант 3, 13, 23	Вариант 4, 14, 24	Вариант 5, 15, 25
Вариант 6, 16, 26	Вариант 7, 17, 27	Вариант 8, 18, 28	Вариант 9, 19, 29	Вариант 10, 20, 30



Практическая работа № 11

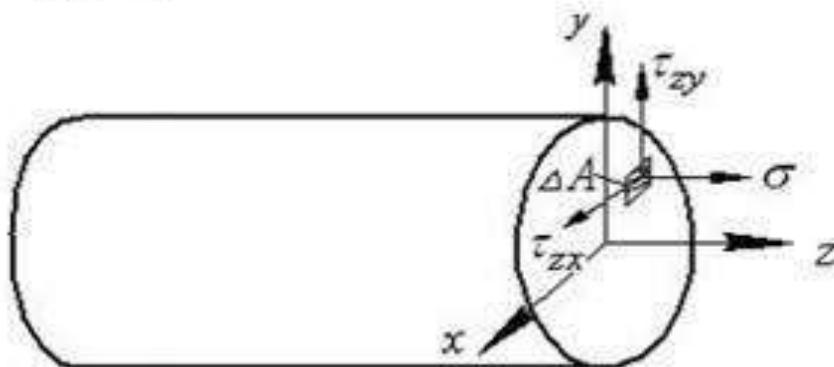
Тема 11. Нормальные силы и напряжения в поперечном сечении бруса.

Решение задач. Построение эпюр.

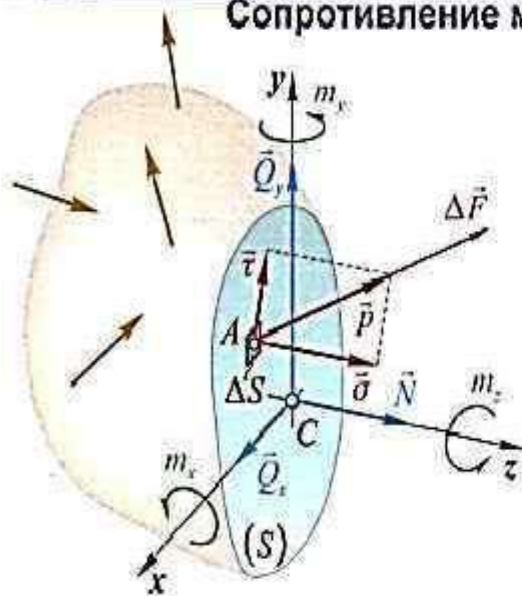
Цель работы: Научиться определять нормальные силы и напряжения в поперечном сечении бруса. Уметь проводить расчеты.

Задание 1: Определить требуемое количество заклепок для передачи внешней нагрузки 120 кН. Заклепки расположить в один ряд. Проверить прочность соединяемых листов. Известно: $[\sigma] = 160$ МПа; $[\sigma_{см}] = 300$ МПа; $[\tau_c] = 100$ МПа;

Нормальные напряжения σ в поперечном сечении бруса площадью A связаны с продольной силой N следующей зависимостью



Сопротивление материалов. Напряжения и деформации

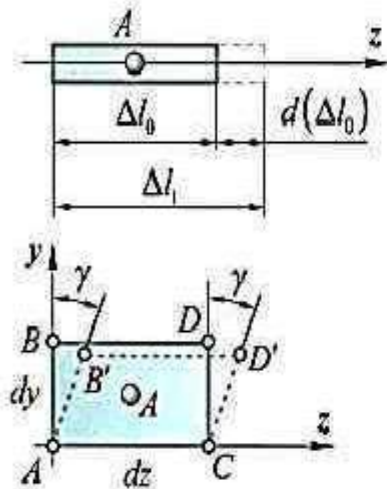


Совокупность внутренних сил состоит из бесконечного множества бесконечно малых сил $\Delta \vec{F}$.

$$\vec{p} = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{F}}{\Delta S} = \frac{d\vec{F}}{dS} \text{ — напряжение в точке } A.$$

$$\vec{p} = \vec{\sigma} + \vec{\tau}.$$

σ — нормальное напряжение — составляющая напряжения, перпендикулярная плоскости сечения;
 τ — касательное напряжение; располагается в плоскости сечения.



Линейная деформация в точке A по направлению z : $\epsilon_z = \lim_{\Delta l_0 \rightarrow 0} \frac{d(\Delta l_0)}{\Delta l_0}$.

γ — угловая деформация в точке A в плоскости zOy : $\gamma = \lim_{DC \rightarrow 0} \angle DCD'$.

Соотношения между напряжениями и деформациями однозначны и характеризуют механические свойства материала.

ПОПЕРЕЧНЫЕ СИЛЫ И ИЗГИБАЮЩИЕ МОМЕНТЫ

Зависимости между внутренними силовыми факторами и напряжениями в поперечном сечении бруса

$$Q_y = \int_F \tau_{zy} dF$$

$$M_x = \int_F \sigma_z y dF$$

Следовательно, в поперечных сечениях бруса в рассматриваемом случае изгиба возникают как касательные, так и нормальные напряжения.

Тема 12 Практические расчеты на срез и смятие.

Расчет прочности заклепок на срез. Расчет прочности заклепочного соединения на смятие.

Цель работы: Научиться определять условия прочности при срезе и смятии. Уметь проводить расчеты на срез и смятие.

Задание 1: Определить необходимое количество заклепок для передачи внешней нагрузки 120 кН. Заклепки расположить в один ряд. Проверить прочность соединяемых листов. Известно: $[\sigma] = 160$ МПа; $[\sigma_{см}] = 300$ МПа; $[\tau_c] = 100$ МПа; диаметр заклепок 16 мм.

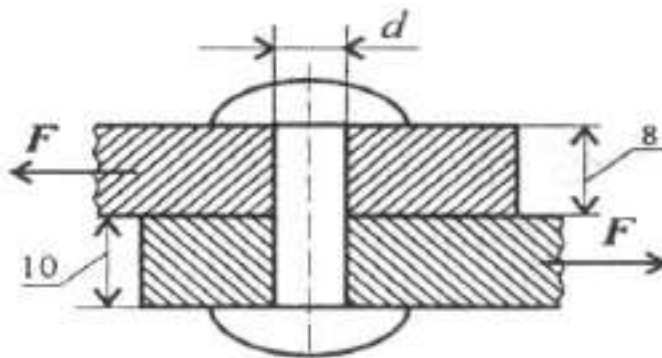


Рисунок 1

Решение

1. Определить количество заклепок из расчета на сдвиг.

Условие прочности на сдвиг:

$$\tau_c = \frac{Q}{A_c} \leq [\tau_c]; \quad Q = \frac{F}{z};$$
$$\tau_c = \frac{F}{z A_c} \leq [\tau_c],$$

где $A_c = \pi r^2$;

z - количество заклепок.

Откуда

$$z \geq \frac{F}{A_c [\tau_c]}; \quad z = \frac{120 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 8^2 \cdot 100} = 5,97 \approx 6.$$

Таким образом, необходимо 6 заклепок.

2. Определить количество заклепок из расчета на смятие. Условие прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{F'}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}]; \quad F' = \frac{F}{z}; \quad z \geq \frac{F}{A_{см} [\sigma_{см}]},$$

$A_{см} = d \delta_{\min}$; F' — нагрузка на одну заклепку.

Откуда $z \geq \frac{120 \cdot 10^3}{8 \cdot 16 \cdot 300} = 3,12.$

Таким образом, необходимо 4 заклепки.

Для обеспечения прочности на сдвиг (срез) и смятие необходимо 6 заклепок.

Для удобства установки заклепок расстояние между ними и от края листа регламентируется. Шаг в ряду (расстояние между центрами) заклепок $3d$; расстояние до края $1,5d$. Следовательно, для расположения шести заклепок диаметром 16 мм необходима ширина листа 288 мм. Округляем величину до 300мм ($b = 300$ мм).

3. Проверим прочность листов на растяжение. Проверяем тонкий лист. Отверстия под заклепки ослабляют сечение, рассчитываем площадь листа в месте, ослабленном отверстиями:

$$A = (b - z d) \delta = (300 - 6 \cdot 16) \cdot 8 = 1632 \text{ мм}^2.$$

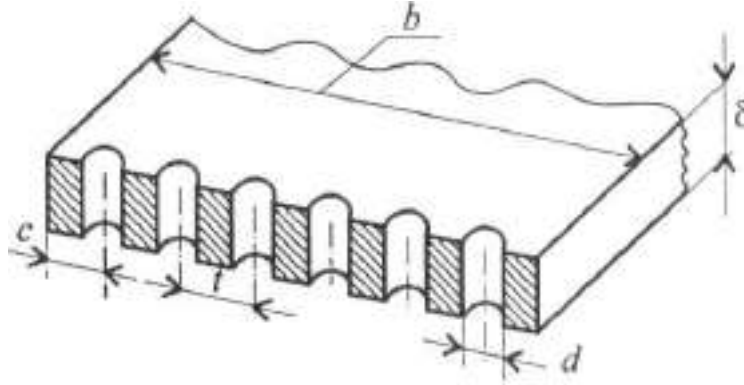


Рисунок 2

Условие прочности на растяжение:

$$\sigma_p = N/A \leq [\sigma_p]; \quad \sigma_p = \frac{120 \cdot 10^3}{1632} = 73,53 \text{ МПа.}$$

73,53 МПа < 160 МПа. Следовательно, прочность листа обеспечена.

Задание 2: Проверить прочность заклепочного соединения на срез и смятие. Нагрузка на соединение 60 кН, $[\tau_c] = 100$ МПа; $[\sigma_{см}] = 240$ МПа.

Решение

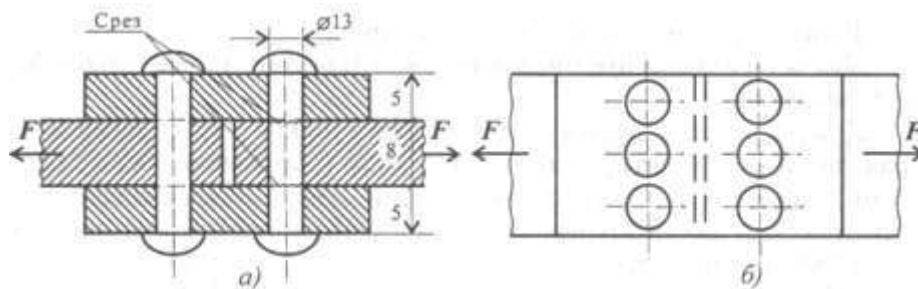


Рисунок 3

1. Соединение двухсрезными заклепками последовательно воспринимается тремя заклепками в левом ряду, а затем тремя заклепками в правом ряду.

Площадь сдвига каждой заклепки $A_c = 2\pi r^2$. Площадь смятия боковой поверхности $A_{см} = d\delta_{min}$.

2. Проверим прочность соединения на сдвиг (срез).

$Q = F/z$ - поперечная сила в поперечном сечении заклепки:

$$\tau_c = \frac{F}{zA_c}; \quad \tau_c = \frac{60 \cdot 10^3}{3 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 6,5^2} = 75,4 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}.$$

Прочность на сдвиг обеспечена.

3. Проверим прочность соединения на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{zA_{см}}; \quad \sigma_{см} = \frac{60 \cdot 10^3}{3 \cdot 13 \cdot 8} = 192,3 \text{ МПа} < 240 \text{ МПа}.$$

Прочность заклепочного соединения обеспечена.

Задание 3: Определить требуемый диаметр заклепки в нахлесточном соединении, если передающаяся сила $Q = 120 \text{ кН}$, толщина листов $\delta = 10 \text{ мм}$. Допускаемые напряжения на срез $[\tau] = 100 \text{ Н/мм}^2$, на смятие $[\sigma_{см}] = 200 \text{ Н/мм}^2$. Число заклепок в соединении $n = 4$ (два ряда по две заклепки в каждом).

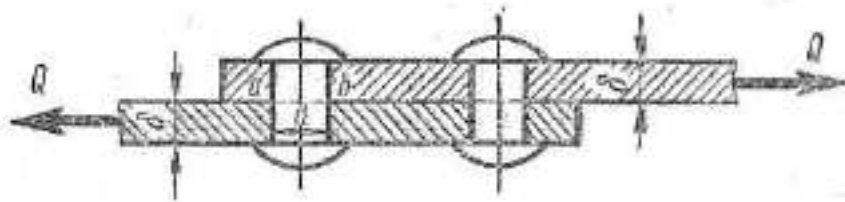


Рисунок 4

Решение

Определяем диаметр заклепок. Из условия прочности на срез по сечению ab , учитывая, что заклепки односрезные ($m = 1$), получаем

$$\tau = \frac{Q}{nm\pi d^2/4} \leq [\tau],$$

откуда

$$d \geq \sqrt{4Q/(nm[\tau]\pi)} = \sqrt{4 \cdot 120 \cdot 10^3 / (4 \cdot 1 \cdot 100\pi)} = 19,6 \text{ мм}.$$

Принимаем $d = 20 \text{ мм}$. Из условия прочности соединения на смятие

$$\sigma_{см} = Q/(nd\delta) \leq [\sigma_{см}]$$

получаем

$$d \geq Q/(n\delta[\sigma_{см}]) = 120 \cdot 10^3 / (4 \cdot 10 \cdot 200) = 15 \text{ мм}.$$

Принимаем большее из найденных значений $d = 20 \text{ мм}$.

Практическая работа № 13

Тема 10 Кручение. Крутящий момент

1. Определение диаметра вала для каждого участка.

Цель работы: Научиться определять величину крутящих моментов, определять диаметр вала из условия прочности при кручении.

Задание: Определить величину крутящих моментов для каждого участка, построить эпюру крутящих моментов, определить диаметр вала на каждом участке. Принять мощность на колесах:

Схему и исходные данные выбрать в соответствии с номером студента по списку в журнале.

Для всех вариантов принимать: $[\tau] = 25 \text{ МПа}$; $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$

Порядок выполнения.

1. Изобразить расчетную схему.

2. Разбить вал на участки и пронумеровать их.

3. Определить мощность на колесах.

4. Определить вращающие моменты на колесах: $M_{вр} = \frac{P}{\omega} \text{ Нм}$,

где P – мощность на колесе (Вт), ω – угловая скорость (рад/с)

5. Определить крутящие моменты на каждом участке – M_k .

6. Построить эпюру крутящих моментов – M_k .

7. Из условия прочности при кручении:

$$\tau_{kmax} = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau]$$

определить требуемый поперечный момент сопротивления для каждого участка:

$$W_p \geq \frac{M_k}{[\tau]}$$

8. Определить диаметр вала для каждого участка:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2^3; \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{16 W_p}{\pi}} \approx \sqrt[3]{5 W_p}$$

Округлить полученное значение до стандартных.

9. Вывод.

Задания к практической работе № 13

1	2
3	4
5	6
7	8
9	10

Таблица – Варианты заданий

Вариант	$P_{\text{кВт}}$	$\omega^{\text{рад/с}}$	№ схемы
1, 11, 21.	30	20	1
2, 12, 22.	22	30	2
3, 13, 23.	15	10	3
4, 14, 24.	18	40	4
5, 15, 25.	10	30	5
6, 16, 26.	25	35	6
7, 17, 27.	35	40	7
8, 18, 28.	24	15	8
9, 19, 29.	50	100	9
10, 20, 30.	11	24	10

Практическая работа № 14

Тема 13 Кручение. Крутящий момент.

2. Определение углов закручивания каждого участка.

Цель работы: Научиться определять величину крутящих моментов, определять угол закручивания.

Задание: Определить величину крутящих моментов для каждого участка, построить эпюру крутящих моментов, определить угол закручивания каждого участка. Принять мощность на колесах:

Схему и исходные данные выбрать в соответствии с номером студента по списку в журнале.

Для всех вариантов принимать: $[\tau]=25\text{МПа}$; $G=8\cdot 10^4\text{МПа}$

Порядок выполнения.

1. Изобразить расчетную схему.

2. Разбить вал на участки и пронумеровать их.

3. Определить мощность на колесах.

4. Определить вращающие моменты на колесах: $M_{\text{вр}} = \frac{P}{\omega} \text{ Нм}$,

где P – мощность на колесе (Вт), ω – угловая скорость (рад/с)

5. Определить крутящие моменты на каждом участке – M_k .

6. Построить эпюру крутящих моментов – M_k .

7. Определить полярные моменты инерции сечений для каждого участка:

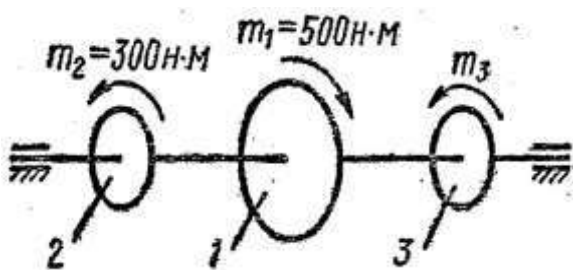
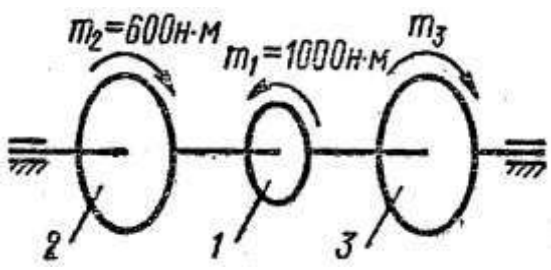
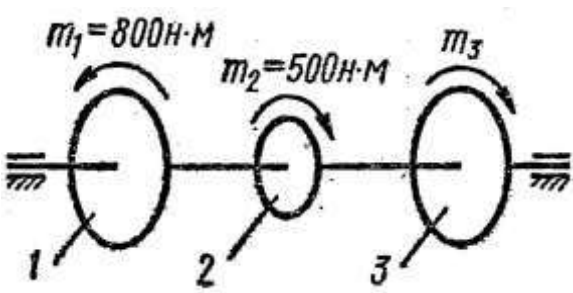
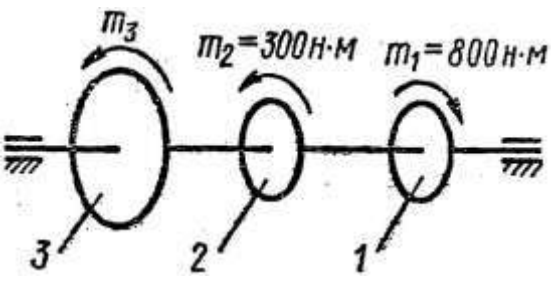
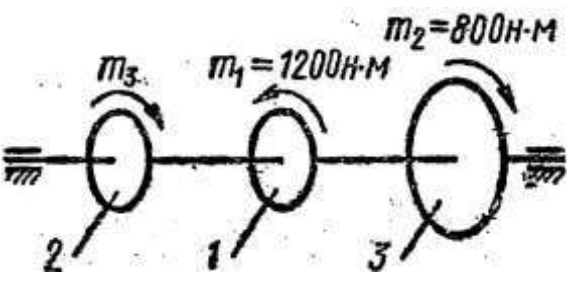
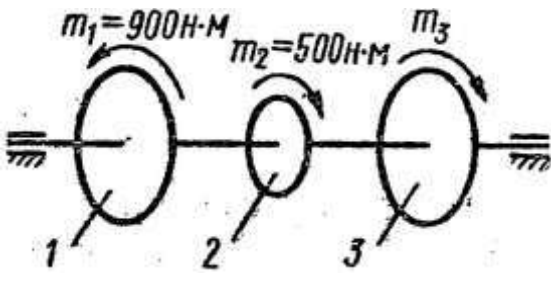
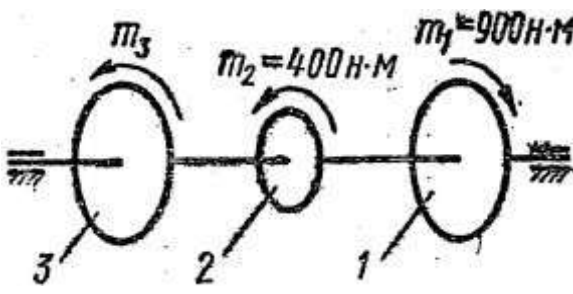
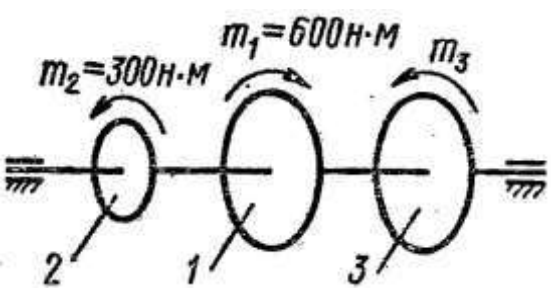
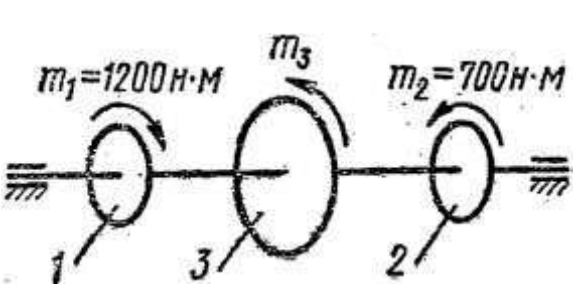
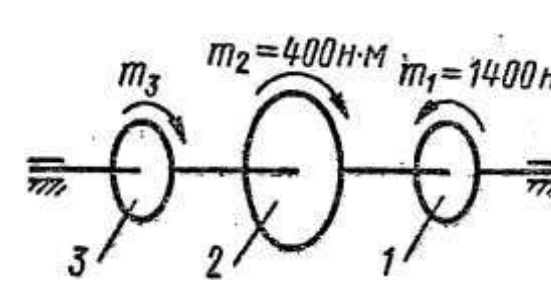
$$J_p = 0,1d^4 (\text{мм}^4)$$

8. Определить углы закручивания каждого участка, приняв длины участков одинаковыми и равными $\ell = 300\text{мм}$

$$\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{M_k \cdot \ell}{G \cdot J_p}$$

9. Вывод.

Задания к практической работе № 10

1 	2 
3 	4 
5 	6 
7 	8 
9 	10 

Практическая работа № 15.

Тема 15 Поперечный изгиб прямого бруса. Построение эпюр.

1. Построение эпюры изгибающих моментов.

Цель работы: Научиться построению эпюр изгибающих моментов и поперечных сил и производить расчеты на прочность при изгибе.

Задание: Для заданной расчетной схемы оси определить реакции опор, построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов. Номер варианта принять согласно номеру студента в списке по журналу. Для расчетов принять: материал оси - сталь 40, допускаемое напряжение на изгиб $[\sigma_u] = 100 \text{ МПа}$.

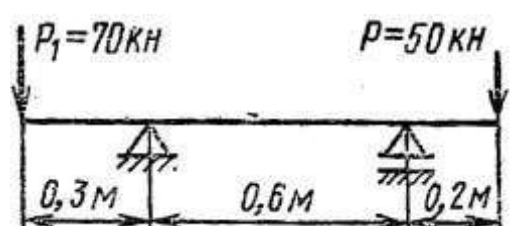
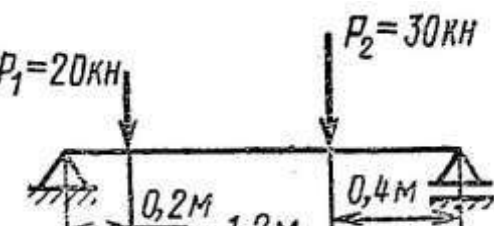
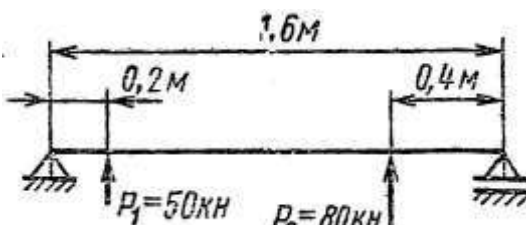
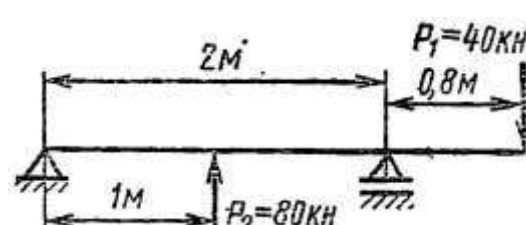
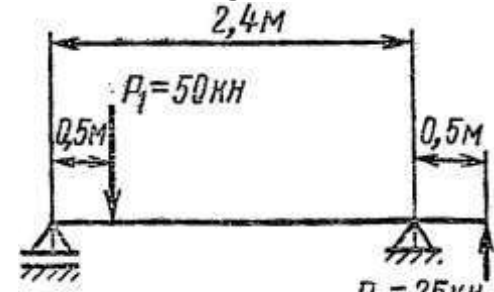
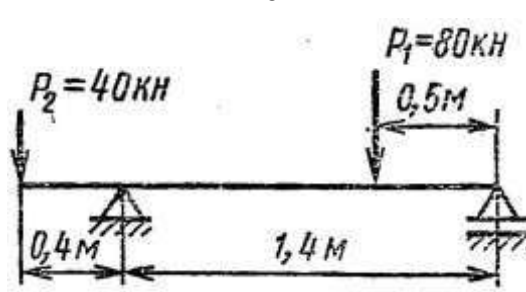
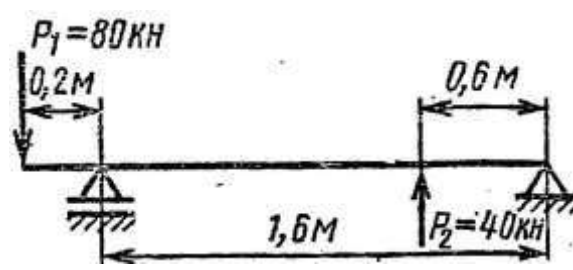
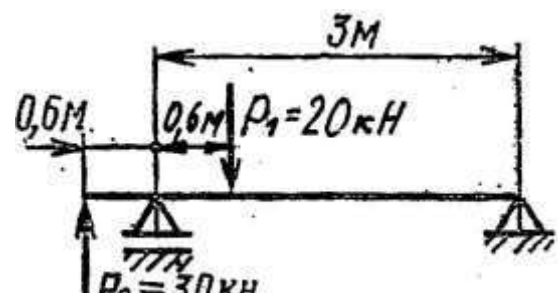
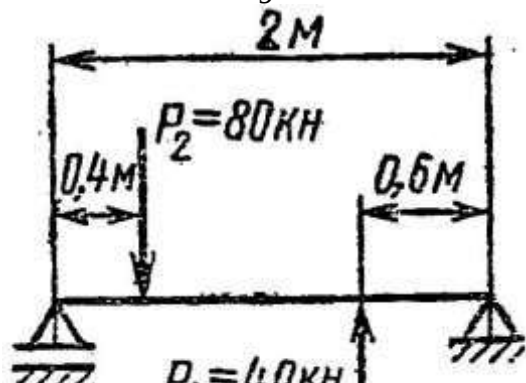
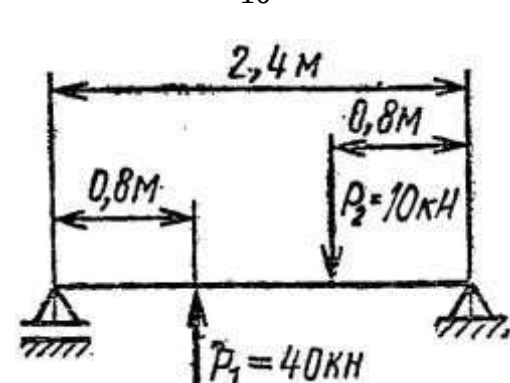
Порядок выполнения.

1. Изобразить расчетную схему.
2. Выписать исходные данные из таблицы.
3. Заменить действие опор на балку силами реакций.
4. Составить уравнение равновесия для плоской системы параллельных сил:
$$\sum MA = 0; \quad \sum MB = 0.$$
5. Найти из уравнений равновесия неизвестные силы реакций.
6. Определить поперечную силу в каждом из характерных сечений, как сумму внешних сил, приложенных по одну сторону от сечения.
7. Построить эпюру поперечных сил.
8. Определить величину изгибающего момента для каждого характерного сечения, как сумму моментов внешних сил, приложенных по одну сторону от сечения, относительно центра тяжести этого сечения.
9. Построить эпюру изгибающих моментов.
10. Выбрать наиболее нагруженное сечение, где $M_u = \max$.
11. Записать уравнение условия прочности при изгибе:

$$\sigma_{u\max} = \frac{M_{u\max}}{W_x} \leq [\sigma_u]$$

12. Вывод

Задания к практической работе № 15

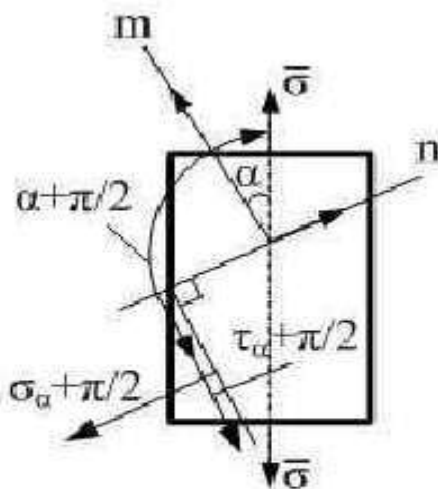
1 	2 
3 	4 
5 	6 
7 	8 
9 	10 

Тема 15 Поперечный изгиб прямого бруса. Построение эпюр.

2. Определение диаметра сечения оси.

Цель работы: Научиться построению эпюр изгибающих моментов и поперечных сил и производить расчеты диаметра оси из условия прочности при изгибе.

Задание: Для заданной расчетной схемы оси определить реакции опор, построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов, подобрать диаметр оси из условия прочности при изгибе. Номер варианта принять согласно номеру студента в списке по журналу. Для расчетов принять: материал оси - сталь 40, допускаемое напряжение на изгиб $[\sigma_u] = 100 \text{ МПа}$.



Мысленно рассечем брус по направлению n , отбросим верхнюю часть, а ее действие заменим нормальными и касательными силами.

Порядок выполнения.

1. Изобразить расчетную схему.
2. Выписать исходные данные из таблицы.
3. Заменить действие опор на балку силами реакций.
4. Составить уравнение равновесия для плоской системы параллельных сил:

$$\sum MA = 0; \quad \sum MB = 0.$$
5. Найти из уравнений равновесия неизвестные силы реакций.
6. Определить поперечную силу в каждом из характерных сечений, как сумму внешних сил, приложенных по одну сторону от сечения.
7. Построить эпюру поперечных сил.
8. Определить величину изгибающего момента для каждого характерного сечения, как сумму моментов внешних сил, приложенных по одну сторону от сечения, относительно центра тяжести этого сечения.
9. Построить эпюру изгибающих моментов.
10. Выбрать наиболее нагруженное сечение, где $M_{u\max}$.
11. Записать уравнение условия прочности при изгибе:

$$\sigma_{u\max} = \frac{M_{u\max}}{W_x} \leq [\sigma_u]$$

12. Найти требуемую величину осевого сопротивления сечения:

$$W_x \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma_u]}; \text{ из выражения; } W_x = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3.$$

13. Определить диаметр наиболее нагруженного поперечного сечения оси:

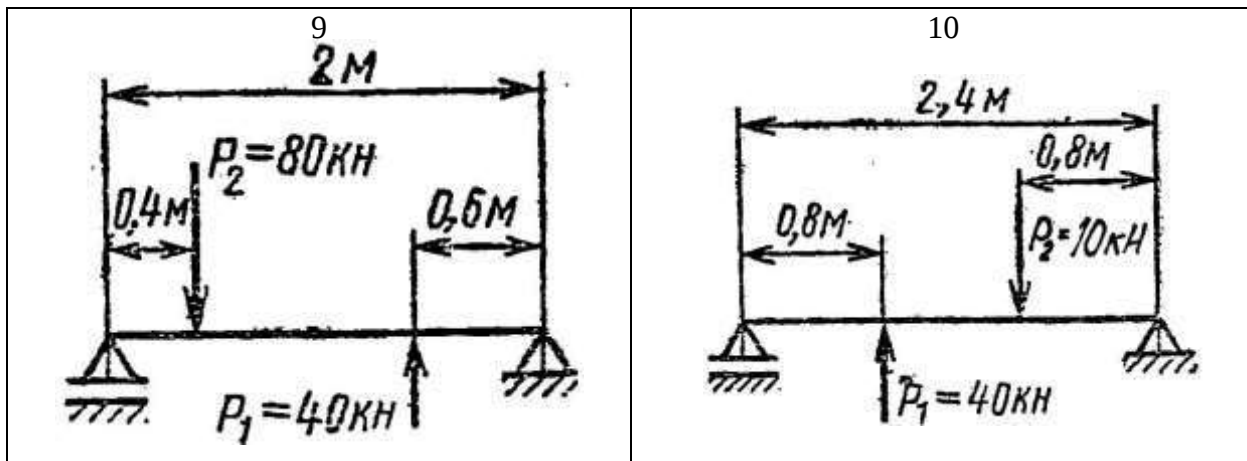
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32W_x}{\pi}} = \sqrt[3]{10W_x}$$

14. Округлить диаметр до ближайшего стандартного значения из ряда R40 по таблицы 2

15. Вывод

Задания к практической работе № 16

1	2
3	4
5	6
7	8



Практическая работа № 17

Тема 19 Общие сведения о механических передачах. Фрикционные передачи.

Определение кинематических и силовых характеристик передач.

Цель работы: Научиться определять кинематические и силовые характеристики приводов, состоящих из ряда последовательно соединенных передач.

Задание: Для привода машины, состоящего из механических передач определить угловые скорости и частоты вращения на валах, мощности и вращающие моменты на валах с учетом к.п.д., передаточные числа всех ступеней и привода, к.п.д. привода.

Принять: $\eta_{подш} = 0,99$ – для пары подшипников;

$\eta_{цеп} = 0,95$ – для цепной передачи;

$\eta_{рем} = 0,96$ – для ременной передачи;

$\eta_{зуб} = 0,97$ – для зубчатой передачи;

$\eta_{чп} = 0,77-0,85$ – для червячной передачи.

Схему выбрать в соответствии с номером студента по списку в журнале.

Порядок выполнения.

1. Начертить схему привода в соответствии с вариантом.
2. Пронумеровать валы.
3. Определить передаточное отношение каждой ступени.

$$u_i = \frac{D_2}{D_1} \left(\frac{Z_2}{Z_1} \right) \left(\frac{Z_4}{Z_3} \right) \left(\frac{Z_6}{Z_5} \right)$$

4. Определить передаточного число привода.

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot (u_3)$$

5. Определить частоту вращения валов.

$$n_1 = n_{дв}; \quad n_2 = \frac{n_1}{u_1}; \quad n_3 = \frac{n_2}{u_2}; \quad n_4 = \frac{n_3}{u_3}; \quad n_4 = \frac{n_1}{u}$$

6. Определить частоту вращения валов.

$$\omega_k = \frac{\pi n_k}{30} (\text{рад/с})$$

7. Определить мощности на валов.

$$P_1 = P_{\text{дв}} \text{ или } P_1 = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{подш}} \quad P_2 = \frac{P_1}{u_1} \cdot \eta_1; \quad P_3 = \frac{P_2}{u_2} \cdot \eta_2; \quad P_4 = \frac{P_3}{u_3} \cdot \eta_3$$

8. Определить К.П.Д. привода

$$\eta = \eta_{\text{подш}}^k \cdot \eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{пер}} \dots$$

где k – число пар подшипников.

Уточнить мощность

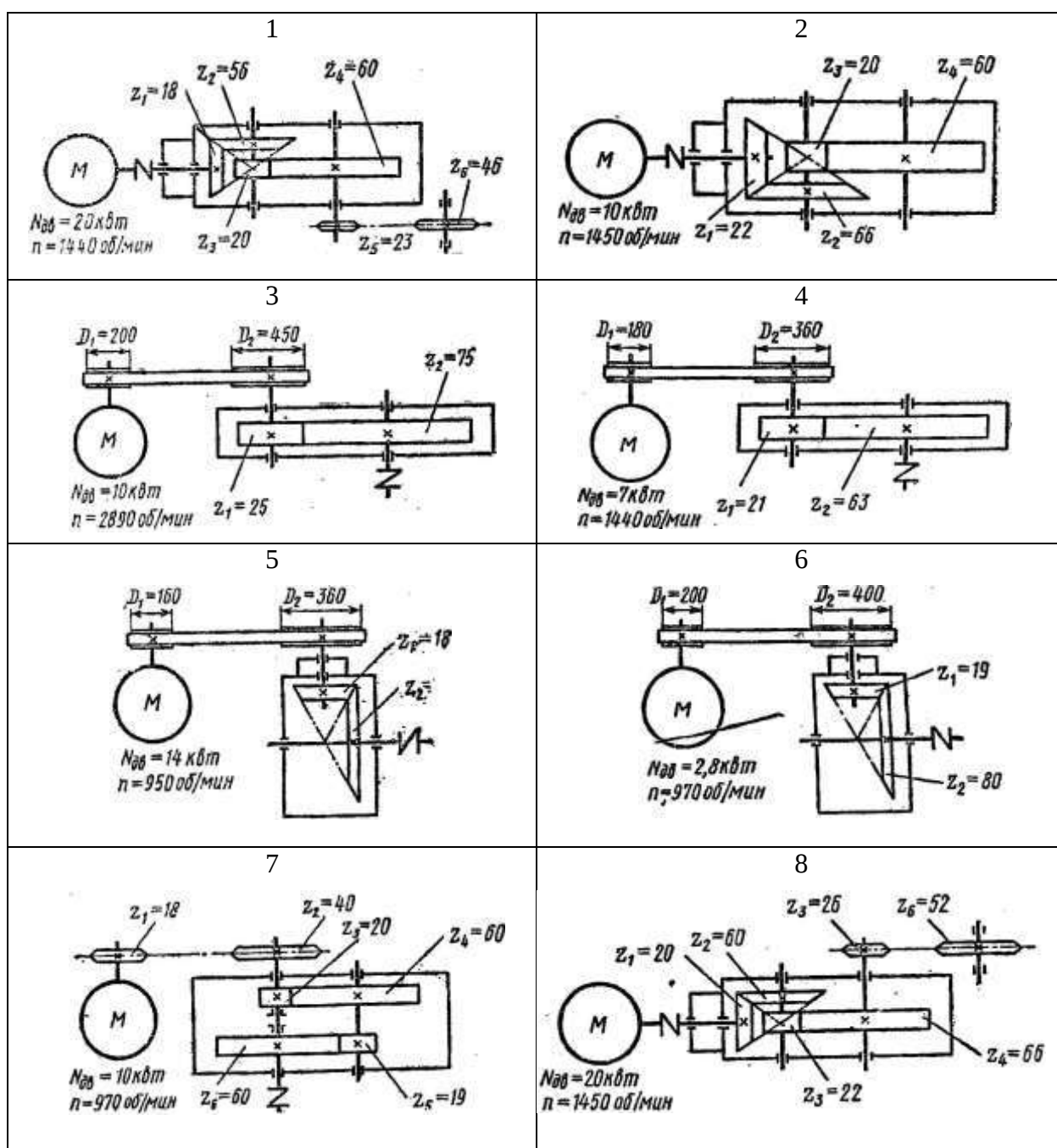
$$P_4 = \frac{P_{\text{дв}}}{u} \cdot \eta$$

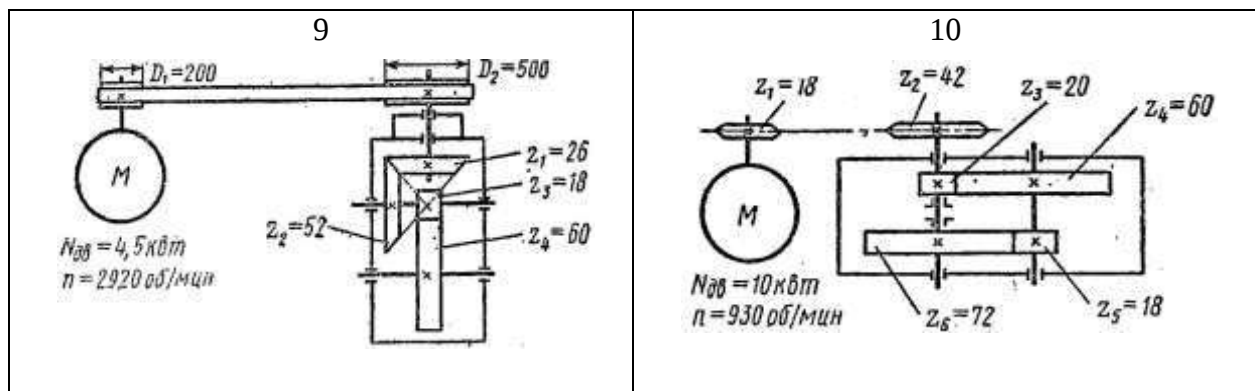
9. Определить вращающие моменты на валах

$$T = \frac{P_k}{\omega_k} \text{ (Нм); где } P - \text{Вт; } \omega - \text{рад/с.}$$

10. Вывод.

Задания к практической работе № 17





Практическая работа № 18

Тема 20 Ременные передачи.

Расчет плоскоременной передачи

При проектном расчете плоскоременных передач прежде всего выбирают тип ремня, а затем определяют минимальный диаметр малого шкива по формуле М. А. Саверина:

$$D_{\min} = (0,052 - 0,061) \sqrt{P_i / \omega_1},$$

где P_i - передаваемая мощность; ω_1 - угловая скорость малого шкива (для синтетических ремней формула Саверина дает несколько завышенные результаты).

Полученный диаметр округляют до ближайшего стандартного значения D_1 из ряда, (мм): 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200 и т.д. до 2000. Затем находят окружную скорость ремня по формуле $v = (\omega_1 D_1 / 2)$ и сопоставляют ее с оптимальной для выбранного типа ремня. Далее определяют все геометрические параметры передачи и приступают к расчету ремня.

В качестве характеристики тяговой способности кожаных, шерстяных и хлопчатобумажных ремней принимается приведенное полезное напряжение

$$k_0 = 2 \phi_0 \sigma_0,$$

где ϕ_0 - оптимальный коэффициент тяги; σ_0 - предварительное напряжение.

Величину k_0 выбирают в зависимости от типа ремня и минимально допустимого отношения $(D_1 / \delta)_{\min} = 25$, где δ - толщина ремня.

Тогда при $\sigma_0 = 1,8$ МПа для ремней: кожаных $k_0 = 1,7$ МПа; хлопчатобумажных $k_0 = 1,5$ МПа; шерстяных $k_0 = 1,2$ МПа.

При $(D_1 / \delta) > 25$ значения k_0 будут большие (см. справочники).

Зная диаметр D_1 малого шкива и отношение D_1 / δ , определяем толщину ремня δ , округляя ее до ближайшего меньшего стандартного значения. Дальнейший расчет кожаных и текстильных ремней сводится к определению ширины b ремня по формуле

$$b = F_t / ([\sigma]),$$

где F_t - окружная сила; $[\sigma]$ - допускаемое полезное напряжение:

$$[\sigma] = k_0 C_0 C_1 C_2 / C_3.$$

В этой формуле k_0 - приведенное полезное напряжение; C_0 - коэффициент, учитывающий тип передачи и ее расположение (для открытых горизонтальных передач и любых передач с автоматическим натяжением ремня $C_0 = 1$; при угле наклона межосевой линии к горизонту

более 60° $C_0 = 0,9...0,8$, так как при больших углах наклона передачи вес ремня ухудшает его сцепление с нижним шкивом); C_α - коэффициент угла обхвата малого шкива:

$\alpha,^\circ$	180	170	160	150
C_α	1,0	0,97	0,94	0,91

C_v - коэффициент влияния центробежных сил, зависящий от скорости v ремня:

$v, \text{м/с}$	1	10	20	30
C_v	1,04	1,0	0,98	0,96

C_p - коэффициент динамичности и режима работы (при односменной работе и характере нагрузки: спокойная $C_p = 1$, умеренные колебания $C_p = 1,2$, ударная $C_p = 1,3$; при двухсменной работе значения повышаются на 15%, при трехсменной - на 40%).

- У резиноканевых ремней основную нагрузку несут тканевые прокладки, поэтому в качестве характеристики тяговой способности этих ремней принимается приведенная рабочая нагрузка q , приходящаяся на миллиметр ширины одной прокладки.
- По стандарту для тканей из хлопчатобумажных и комбинированных нитей $q = 3$ Н/мм, для тканей из синтетических нитей $q = 10...20$ Н/мм в зависимости от сорта ткани.
- Ширина b резиноканевых ремней определяется по формуле:

$$b = F_t / (i[q]),$$

- где F_t - окружная сила; i - количество прокладок в ремне; $[q]$ - допускаемая рабочая нагрузка на миллиметр ширины прокладки:

$$[q] = q C_0 C_\alpha C_v C_p,$$

- (коэффициенты C выбирают такими же, как для кожаных и текстильных ремней).
- Количество прокладок / в ремне определяется по табл. 6.1 в зависимости от диаметра малого шкива и скорости ремня.

Количество прокладок	Диаметр шкива, мм, для скорости ремня до, м/с					
	5	10	15	20	25	30
3	80	100	112	125	140	160
4	112	125	160	180	200	225
5	160	180	200	225	250	280
6	250	280	320	360	400	450

Ширина резиноканевых ремней выбирается из стандартного ряда (мм): 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125 и т. д. до 1200.

Для резиноканевых ремней сила F_0 предварительного натяжения ремня определяется по формуле

$$F_0 \approx q_0 b i,$$

где q_0 - удельная сила предварительного натяжения, приходящаяся на единицу ширины одной прокладки ($q_0 = 2$ Н/мм при малом межосевом расстоянии; $q_0 = 2,25$ Н/мм при большом межосевом расстоянии; $q_0 = 2,5$ Н/мм при автоматическом натяжении).

В большинстве случаев резиноканевые ремни выпускают в рулонах, поэтому для сшивки концов длину ремня увеличивают против расчетной на 100-400 мм.

В качестве характеристики тяговой способности синтетических ремней принимается приведенная предельная окружная сила q (передаваемая единицей ширины ремня), которая устанавливается в зависимости от выбранной толщины ремня δ и предварительного напряжения σ_0 ($q = 2...12$ Н/мм, см. справочники).

Для синтетических ремней толщиной $\delta = 0,4...1,2$ мм отношение $(D_{\min}/\delta) \approx 75$.

Расчет синтетического ремня заключается в определении его ширины по формуле:

$$b = F_t / [q],$$

где F_t - окружная сила, $[q]$ - допускаемая удельная окружная сила:

$$[q] = \varphi C_1 C_2 C_3 C_4 / C_5$$

(коэффициенты C выбирают в соответствии с ранее приведенными рекомендациями).

Практическая работа № 19

Тема 21 Зубчатые передачи.

1. Определение параметров передачи

Цель работы: Научиться определять параметры зубчатой передачи. Научиться выполнять расчеты на прочность.

Задание: Для зубчатой передачи определить допускаемые контактные напряжения, параметры зубчатой передачи, выполнить проверочные расчеты.

Исходные данные:

$$T_T = 93,64 \text{ Нм}; \omega_T = 25,63 \text{ 1/с}; U_{3,n} = 3,0$$

Материал шестерни и колеса заданы:

- шестерня – сталь 40, термообработка, нормализация, твердость HB 180;
- колесо – сталь 30, термообработка, нормализация, твердость HB 163.

Допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot k_{HL}}{[S]_H}; \text{ где}$$

$\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости равный

$$\sigma_{H \lim b} = 2HB \div 70 = 2 \cdot 180 + 70 = 430 \text{ МПа} \quad - \text{ для шестерни}$$

$$\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70 = 2 \cdot 163 + 70 = 396 \text{ МПа} \quad - \text{ для колеса}$$

$$[\sigma_H]_{ш} = \frac{430 \cdot 1}{1,15} = 373,9 \text{ МПа}; \quad [\sigma_H]_к = \frac{396 \cdot 1}{1,15} = 344,35 \text{ МПа};$$

$$k_{HL} = 1,0$$

$[S]_H$ – коэффициент запаса прочности принимаем $[S]_H = 1,15$

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_{ш} + [\sigma_H]_к) = 0,45(373,9 + 344,35) = 323,21 \text{ МПа}$$

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости по формуле 3.7[1]

$$a_w = k_a (U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_T \cdot k_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot U^2 \cdot \psi_{ва}}};$$

где $k_a = 43$ – для косозубых колес

$k_{H\beta} = 1,1$ – при симметричном расположении колес

$\psi_{ва} = 0,8$ – коэффициент ширины венца с шевронными зубьями.

$$a_w = 43(3,0 + 1) \sqrt[3]{\frac{93,64 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{323,21^2 \cdot 3,0^2 \cdot 0,8}} = 88,58 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение $a_w = 90 \text{ мм}$

Нормальный модуль зацепления

$$m_n = (0,01 \div 0,02)a_\omega = (0,01 \div 0,02)90 = 0,9 \div 1,8 \text{ мм}$$

Принимаем $m_n = 1,5 \text{ мм}$

Примем предварительно угол наклона зубьев $\beta = 30^\circ$

Число зубьев шестерни:

$$Z_1 = \frac{2a_\omega \cos \beta}{(U+1)m_n} = \frac{2 \cdot 90 \cos 30^\circ}{(3,0+1)1,5} = 25,98$$

Примем $Z_1 = 26$

$$Z_2 = Z_1 \cdot U = 26 \cdot 3,0 = 78$$

Уточняем угол наклона зубьев

$$\cos \beta = \frac{(Z_1 + Z_2)m_n}{2a_\omega} = \frac{(26 + 78)1,5}{2 \cdot 90} = 0,8667$$

$$\beta = 30^\circ$$

Практическая работа № 20

Тема 21 Зубчатые передачи.

2. Расчет прямозубой передачи.

Цель работы: Научиться определять параметры зубчатой передачи. Научится выполнять расчеты на прочность.

Задание: Для зубчатой передачи определить допускаемые контактные напряжения, параметры зубчатой передачи, выполнить проверочные расчеты.

Основные размеры шестерни и колеса:

Делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1 = \frac{1,5}{0,8667} \cdot 26 = 45 \text{ мм}; \quad d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_2 = \frac{1,5}{0,8667} \cdot 78 = 135 \text{ мм}.$$

Проверка: $a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} = (45 + 135) \cdot \frac{1}{2} = 90 \text{ мм}.$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a_1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 48 \text{ мм}; \quad d_{a_2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 138 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин:

$$d_{f_1} = d_1 - 2,4 \cdot m_n = 41,4 \text{ мм}; \quad d_{f_2} = d_2 - 2,4 \cdot m_n = 131,4 \text{ мм}.$$

Ширина колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_\omega = 0,8 \cdot 90 = 72 \text{ мм}$$

Ширина шестерни:

$$b_1 = b_2 + 5 = 72 + 5 = 77 \text{ мм}$$

Окружная скорость колес:

$$v = \frac{\omega_T \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{25,63 \cdot 135}{2 \cdot 10^3} = 1,73 \text{ м/с}.$$

При такой скорости назначаем 9-ю степень точности.

Уточняем коэффициент нагрузки: $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,1 \cdot 1,125 \cdot 1,025 = 1,27$

по табл. 3.4, 3.5, 3.6 [1].

Выполняем проверку прочности зубьев колеса по контактным напряжениям по формуле:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_{\omega}} \cdot \sqrt{\frac{T_T \cdot K_H (U_{3n} + 1)^3}{b_2 \cdot U_{3n}^2}} \leq [\sigma_H].$$

$$\sigma_H = \frac{270}{90} \cdot \sqrt{\frac{93,64 \cdot 10^3 \cdot 1,27 (3,0 + 1)^3}{72 \cdot 3,0^2}} = 322,12 \text{ МПа} \leq [\sigma_H],$$

т.е. прочность зубьев по контактным напряжениям обеспечена.

Силы, действующие в зацеплении:

окружная: $F_t = \frac{2 \cdot T_T}{d_2} = \frac{2 \cdot 93,64 \cdot 10^3}{135} = 1387,26 \text{ Н};$

радиальная: $F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 1387,26 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos \beta} = 1387,26 \cdot \frac{0,364}{0,8667} = 582,63 \text{ Н};$

Проверяем прочность зубьев шестерни на выносливость по напряжениям изгиба по формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot K_{F\alpha} \cdot Y_\beta}{b_1 \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

$$\sigma_F = \frac{1387,26 \cdot 1,05 \cdot 3,88 \cdot 1 \cdot 0,79}{77 \cdot 1,5} = 38,66 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 185,14 \text{ МПа}$$

Прочность шестерни по напряжениям изгиба обеспечена.

Практическая работа № 21

Тема 22 Червячные передачи.

1. Детали машин.

Цель работы: Научиться определять параметры червячной передачи. Научиться выполнять расчеты на прочность.

Задание: Для червячной передачи определить допускаемые контактные напряжения, параметры червячной, выполнить проверочные расчеты.

Исходные данные

Число заходов червяка принимаем $Z_1=2$.

Число зубьев червячного колеса: $Z_2=i \cdot Z_1=15 \cdot 2=30$

Материалы:

для червяка – сталь 40 с закалкой до твердости не менее HR<40 и последующим шлифованием;

для венца колеса – БрОФ 10-1 (отливка в землю) с допускаемым контактным напряжением $[\sigma] = 221 \text{ МПа}$.

Коэффициент диаметра червяка примем равным $q=8$.

Определяем межосевое расстояние из условия контактной прочности

$$a_w = \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{Z_2}{q} \cdot [\sigma]_n} \right)^2 \cdot T_T \cdot K_H} = \left(\frac{30}{8} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{30}{8} \cdot 221} \right)^2 \cdot 259,74 \cdot 10^3 \cdot 1,2} = 116 \text{ мм}$$

Модуль

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{Z_2 + q} = \frac{2 \cdot 116}{30 + 8} = 6,105 \text{ мм}$$

Принимаем по ГОСТ стандартное значение $m=6,3$; $q=8$.

Межосевое расстояние при стандартных m и q :

$$a_w = \frac{m(q + Z_2)}{2} = \frac{6,3(8 + 30)}{2} = 120 \text{ мм}$$

Основные размеры червяка:

Делительный диаметр червяка:

$$d_1 = q \cdot m = 8 \cdot 6,3 = 50,4 \text{ мм}$$

Диаметр витков червяка:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 50,4 + 2 \cdot 6,3 = 63 \text{ мм}$$

Диаметр впадин витков червяка:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 50,4 - 2,4 \cdot 6,3 = 35,28 \text{ мм}$$

Длина нарезной части червяка:

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot Z_2) \cdot m + 35 = (11 + 0,06 \cdot 30) \cdot 6,3 + 35 \approx 115,64 \text{ мм}$$

Принимаем $b_1 = 110 \text{ мм}$

Делительный угол подъема

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Z_1}{q} = \frac{2}{8} = 0,25 \quad ; \quad \gamma = 14^\circ 02''$$

Практическая работа № 22

Тема 22 Червячные передачи.

2. Расчет червячной передачи.

Цель работы: Научиться определять параметры червячной передачи. Научится выполнять расчеты на прочность.

Задание: Для червячной передачи определить допускаемые контактные напряжения, параметры червячной, выполнить проверочные расчеты.

Основные размеры венца червячного колеса

$$d_2 = Z_2 \cdot m = 30 \cdot 6,3 = 189 \text{ мм}$$

Диаметр вершин зубьев колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 189 + 2 \cdot 6,3 = 201,6 \text{ мм}$$

Диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = 189 - 2,4 \cdot 6,3 = 173,88 \text{ мм}$$

Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{Z_1 + 2} = 201,6 + \frac{6 \cdot 6,3}{2 + 2} = 211,05 \text{ мм}$$

Ширина венца червячного колеса

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 63 = 47,25 \text{ мм}$$

Принимаем $b_2 = 45 \text{ мм}$

Окружная скорость червяка

$$v = \frac{\pi d_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 50,4 \cdot 10^{-3} \cdot 1103,85}{60} = 2,9 \text{ м/с}$$

Скорость скольжения:

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{2,9}{\cos 14,02} = 3 \text{ м/с}$$

При данной скорости приведенный угол трения равен $\rho = 1^\circ 30'$

Выбираем 8-ю степень точности передачи и коэффициент $k_v = 1,25$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки

$$k_\beta = 1 + \left(\frac{Z_2}{Q} \right)^3 (1 - x)$$

$$Q=57$$

Примем $x=0,06$ при незначительных колебаниях нагрузки:

$$k_{\beta} = 1 + \left(\frac{30}{57} \right)^3 (1 - 0,06) \approx 1,14$$

Коэффициент нагрузки: $k = k_{\beta} \cdot k_{\nu} = 1,14 \cdot 1,25 = 1,425$

Проверяем контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{Z_2}{q}} \sqrt{\frac{T_T \cdot k \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right)^3}{a_{\omega}^3}} = \frac{170}{\frac{30}{8}} \sqrt{\frac{259,74 \cdot 10^3 \cdot 1,43 \left(\frac{30}{8} + 1 \right)^3}{120^3}} = 217,5 < [\sigma] = 221 \text{ Н/мм}^2$$

Прочность зубьев колеса по контактным напряжением обеспечена.

Эквивалентное число зубьев:

$$Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{30}{\cos^3 14^\circ 02'} = 30,9 \cong 31$$

$$Y_F = 1,76$$

Напряжение изгиба:

$$\sigma_F = \frac{1,2 \cdot T_T \cdot k \cdot Y_F}{Z_2 \cdot b_2 \cdot m^2} = \frac{1,2 \cdot 259,74 \cdot 10^3 \cdot 1,425 \cdot 1,76}{30 \cdot 45 \cdot 6,3^2} = 14,59 \text{ Н/мм}^2$$

Основное допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_0]_F = 57 \text{ Н/мм}^2 > \sigma_F = 14,59$.

Прочность зубьев колеса по напряжениям изгиба обеспечена.

Практическая работа № 23

Тема 23 Основы конструирования редукторов.

1. Конструирование редуктора.

Цель работы: Научиться определять параметры ременной передачи. Научится выполнять расчеты на прочность.

Задание: Для ременной передачи определить параметры зубчатой передачи, выполнить проверочные расчеты.

Исходные данные:

$$N_3 = 2,58 \text{ кВт}$$

$$n_3 = 955 \text{ об/мин}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 955}{30} = 99,96 \text{ 1/с}$$

$$T_3 = \frac{N_3}{\omega_3} = \frac{2,58 \cdot 10^3}{99,96} = 25,81 \text{ Нм}$$

Определяем диаметр ведущего шкива:

$$D_1 = 6\sqrt[3]{T_3} = 6\sqrt[3]{25,81 \cdot 10^3} = 177,6 \text{ мм}$$

Округляем полученное значение до ближайшего стандартного значения $D_1=180$ мм.

Диаметр большого шкива с учетом коэффициента скольжения ремня, который равен $\varepsilon=0,01$:

$$D_2 = D_1 \cdot U_{p.n.} (1 - \varepsilon) = 180 \cdot 1,3(1 - 0,01) = 231,66 \text{ мм}$$

Принимаем $D_2=230$ мм.

Уточняем передаточное отношение

$$U_{p.n.} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} = \frac{230}{180(1 - 0,01)} = 1,29$$

Итак, $D_1=180$ мм, $D_2=230$ мм.

Межосевое расстояние:

$$a = 2(D_1 + D_2) = 2(180 + 230) = 820 \text{ мм}$$

Угол обхвата малого шкива.

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - 60 \frac{D_2 - D_1}{a} = 180^\circ - 60 \frac{230 - 180}{820} = 176,34^\circ$$

Длина ремня:

$$L = 2a + 0,5\pi(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = 2 \times 820 + 0,5 \times 3,14(180 + 230) + \frac{(230 - 180)^2}{4 \times 820} = 2283,76 \text{ мм}$$

Стандартная длина ремня $L=2500$ мм.

Скорость ремня:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_2}{60} = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 10^{-3} \cdot 955}{60} = 8,99 \text{ м/с}$$

Окружное усилие:

$$F_\varepsilon = \frac{N_2}{v} = \frac{2,58 \cdot 10^3}{8,99} = 287 \text{ Н}$$

Из таблицы выбираем ремень Б800 с числом прокладок $Z=3$;

Толщина одной прокладки $\delta_0=1,5$ мм, тогда толщина ремня $\delta = 4,5$ мм.

Ширина ремня:

$$b \geq \frac{F_\tau}{Z \cdot [P]}, \text{ где } [P] = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_\theta,$$

P_0 – наибольшая допускаемая нагрузка на прокладку

Для ремня Б 800 $P_0=3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003(180 - 176,34) = 0.989$$

C_v – учитывает влияние скорости ремня

$$C_v = 1,04 - 0,0004v^2 = 1,04 - 0,0004 \times 8,99^2 = 1,008$$

C_p – коэффициент режима работы $C_p=1$

C_θ – учитывает расположение передачи.

Если угол $\theta \leq 60^\circ$, $C_\theta=1$.

При $\theta > 60^\circ$, $C_\theta = 0.9$.

$$[P] = 3 \cdot 0,989 \cdot 1,008 \cdot 1 \cdot 1 = 2,99 \text{ Н/мм}^2$$

$$b \geq \frac{287}{3 \times 2,99} \geq 32 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение $b = 32 \text{ мм}$

Ширина шкива при этом $B = 40 \text{ мм}$

Практическая работа № 24

Тема 23 Основы конструирования редукторов.

2. Расчет допустимых напряжений.

Цель работы: Научиться определять параметры ременной передачи. Научится выполнять расчеты на прочность.

Задание: Для ременной передачи определить параметры зубчатой передачи, выполнить проверочные расчеты.

Выполняем проверку прочности ремня:

Прочность ремня обеспечена, если максимальное напряжение в ремне $\sigma^{MAX} \leq [\sigma]$, где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

Для прорезиненных ремней

$$[\sigma] = 6 \div 8 \text{ МПа}$$

Определим $\sigma^{MAX} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_U$

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{\delta \cdot b},$$

где σ_1 – напряжение от растяжения

F_1 – натяжение ведущей ветви

$$F_1 = F_0 + 0,5 F_\tau;$$

$$F_0 = \sigma_0 \cdot b \cdot \delta,$$

где $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$ – напряжение предварительного натяжения ремня

$$F_0 = 1,8 \cdot 32 \cdot 4,5 = 259,2 \text{ Н}$$

$$F_1 = 259,2 + 0,5 \cdot 287 = 402,7 \text{ Н}$$

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{\delta \cdot b} = \frac{402,7}{4,5 \cdot 32} = 2,8 \text{ МПа}$$

Напряжение от изгиба:

$$\sigma_u = \frac{E_u \cdot \delta}{D_1} = \frac{150 \cdot 4,5}{180} = 3,75 \text{ МПа};$$

$E_u = 150 \text{ МПа}$ – модуль упругости ремня

Напряжение от центробежной силы:

$$\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6}, \text{ где } \rho = 1100 \text{ кг/м}^3 \text{ – плотность ремня}$$

$$\sigma_v = 1100 \cdot 8,99^2 \cdot 10^{-6} = 0,089 \text{ МПа}$$

$$\sigma^{\max} = 2,8 + 0,089 + 3,75 = 6,64 \text{ МПа} < [\sigma],$$

т.е. прочность ремня обеспечена.

Выполняем проверку долговечности ремня:

Число пробегов ремня в секунду

$$\lambda = V/L = 8,99 / 2,5 = 3,6 \text{ 1/с}$$

Долговечность ремня:

$$H_0 = \frac{\sigma_{-1}^6 \cdot 10^7 \cdot C_i \cdot C_H}{(\sigma^{\max})^6 \cdot 2 \cdot 3600 \cdot \lambda} = \frac{7^6 \cdot 10^7 \cdot 1,137 \cdot 1}{6,64^6 \cdot 2 \cdot 3600 \cdot 3,6} = 6010 \text{ час.}$$

σ_{-1} – предел выносливости $\sigma_{-1} = 7 \text{ МПа}$

$C_i = 1,5^3 \sqrt[3]{U_{pn} - 0,5} = 1,5^3 \sqrt[3]{1,3 - 0,5} = 1,137$ – коэффициент, учитывающий влияние передаточного отношения.

$C_H = 1$ при постоянной нагрузке

Итак, $H_0 = 6010 \text{ час} > [H] = 2000 \text{ час}$, т. е. долговечность ремня обеспечена.

Практическая работа № 25

Тема 23 Основы конструирования редукторов.

3. Расчет передачи.

Цель работы: Научиться определять параметры ременной передачи. Научится выполнять расчеты на прочность.

Задание: Определить параметры ременной передачи, выполнить проверочные расчеты.

Выполняем проверку прочности ремня:

Прочность ремня обеспечена, если максимальное напряжение в ремне

$$\sigma^{\max} \leq [\sigma], \text{ где } [\sigma] \text{ – допускаемое напряжение.}$$

Для прорезиненных ремней

$$[\sigma] = 6 \div 8 \text{ МПа}$$

Определим $\sigma^{MAX} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_u$

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{\delta \cdot b},$$

где σ_1 – напряжение от растяжения

F_1 – натяжение ведущей ветви

$$F_1 = F_0 + 0,5 F_\tau;$$

$$F_0 = \sigma_0 \cdot b \cdot \delta,$$

где $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$ – напряжение предварительного натяжения ремня

$$F_0 = 1,8 \cdot 32 \cdot 4,5 = 259,2 \text{ Н}$$

$$F_1 = 259,2 + 0,5 \cdot 287 = 402,7 \text{ Н}$$

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{\delta \cdot b} = \frac{402,7}{4,5 \cdot 32} = 2,8 \text{ МПа}$$

Напряжение от изгиба:

$$\sigma_u = \frac{E_u \cdot \delta}{D_1} = \frac{150 \cdot 4,5}{180} = 3,75 \text{ МПа};$$

$E_u = 150 \text{ МПа}$ – модуль упругости ремня

Напряжение от центробежной силы:

$$\sigma_v = \rho \cdot V^2 \cdot 10^{-6}, \text{ где } \rho = 1100 \text{ кг/м}^3 \text{ – плотность ремня}$$

$$\sigma_v = 1100 \cdot 8,99^2 \cdot 10^{-6} = 0,089 \text{ МПа}$$

$$\sigma^{max} = 2,8 + 0,089 + 3,75 = 6,64 \text{ МПа} < [\sigma],$$

т.е. прочность ремня обеспечена.

Выполняем проверку долговечности ремня:

Число пробегов ремня в секунду

$$\lambda = V/L = 8,99 / 2,5 = 3,6 \text{ 1/с}$$

Долговечность ремня:

$$H_0 = \frac{\sigma_{-1}^6 \cdot 10^7 \cdot C_i \cdot C_n}{(\sigma^{max})^6 \cdot 2 \cdot 3600 \cdot \lambda} = \frac{7^6 \cdot 10^7 \cdot 1,137 \cdot 1}{6,64^6 \cdot 2 \cdot 3600 \cdot 3,6} = 6010 \text{ час.}$$

σ_{-1} – предел выносливости $\sigma_{-1} = 7 \text{ МПа}$

$C_i = 1,5 \cdot \sqrt[3]{U_{pn} - 0,5} = 1,5 \cdot \sqrt[3]{1,3 - 0,5} = 1,137$ – коэффициент, учитывающий влияние передаточного отношения.

$C_H = 1$ при постоянной нагрузке

Итак, $H_0 = 6010 \text{ час} > [H] = 2000 \text{ час}$, т. е. долговечность ремня обеспечена.

Практическая работа № 26

Тема 24 Цепные, волновые и планетарные передачи.

1. Общие сведения и детали передач.

Цель работы: Научиться определять конструкцию и параметры передачи. Научится выполнять расчеты на прочность.

Задание: Для цепной передачи определить параметры, выполнить проверочные расчеты.

Основным критерием работоспособности приводных цепей является износостойкость их шарниров. Долговечность втулочных и роликовых цепей, подобранных по критерию износостойкости, может быть 2000..5000 часов и более; цепные передачи с зубчатыми цепями имеют срок службы 8000...10 000 часов. Для закрытых передач, работающих при значительных внешних динамических нагрузках, критерием работоспособности может быть сопротивление усталости элементов цепи, причем усталостному разрушению в первую очередь подвержены пластины.

Расчет передач с втулочными и роликовыми цепями. Как показывают теоретические и экспериментальные исследования, нагрузочная способность цепи прямо пропорциональна давлению в шарнирах, а долговечность - обратно пропорциональна. Поэтому в основу расчета цепных передач положено условие, по которому можно вести проверочный расчет передачи:

$$p = K F_1 / (v A_{\text{оп}}) \leq [p],$$

где p - расчетное среднее давление в шарнире; $F_1 = 2T/d$ - передаваемая окружная сила; T - вращающий момент; d - диаметр делительной окружности звездочки (если задана мощность P передачи, то $F_1 = P/v$,

где v - скорость цепи); $A_{\text{оп}} = d_0 b_0 \approx (0,25...0,28)t^2$ - площадь проекции опорной поверхности шарнира; d_0 - диаметр валика; b_0 - длина втулки; $[p]$ - допускаемое среднее давление в шарнирах, установленное для типовой передачи, работающей в средних условиях эксплуатации, при постоянной нагрузке и долговечности 3000...5000 часов; K - коэффициент эксплуатации, учитывающий конкретные особенности рассчитываемой передачи; m - число рядов цепи.

Допускаемое среднее давление $[p]$ в шарнире в зависимости от угловой скорости ω , малой звездочки и шага цепи t приведены в табл.

Коэффициент эксплуатации

$$K = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6,$$

где K_1 - коэффициент динамичности нагрузки (при спокойной нагрузке $K_1 = 1$, при толчках $K_1 = 1,2...1,5$, при сильных ударах $K_1 = 1,8$); K_2 - коэффициент, учитывающий межосевое расстояние ($K_2 = 1$ при $a = (30...50)/t$; $K_2 = 1,25$ при $a < 30/t$; $K_2 = 0,9$ при $a > 50/t$); K_3 - коэффициент, учитывающий способ смазывания (при непрерывном смазывании $K_3 = 0,8$, при капельном $K_3 = 1$, при периодическом $K_3 = 1,5$); K_4 - коэффициент режима работы (односменная $K_4 = 1$, двухсменная $K_4 = 1,25$, трехсменная $K_4 = 1,45$); K_5 - коэффициент, учитывающий наклон межосевой линии к горизонту ($\leq 70^\circ$ $K_5 = 1$, $> 70^\circ$ $K_5 = 1,25$, так как при вертикальном расположении передачи увеличивается давление в шарнирах за счет массы цепи); K_6 - коэффициент монтажа

передачи (передвигающиеся опоры $K_6 = 1$, при наличии оттяжных звездочек или нажимных роликов $K_6 = 1,15$, нерегулируемое натяжение $K_6 = 1,25$).

При проектном расчете ориентировочное значение шага цепи / определяется по формуле

$$t \approx 2,8 \sqrt{KT_1 / (z_1 [p] n)}.$$

где T_1 - вращающий момент на ведущей звездочке, имеющей число зубьев z_1 , n - число рядов цепи.

Поскольку допускаемое давление $[p]$ в шарнирах, в свою очередь, зависит от шага цепи, предположительно последний выбирается по табл. в зависимости от рекомендуемой угловой скорости малой звездочки.

При расчете передач с роликовыми цепями следует ориентироваться на применение цепей типа ПРЛ как самых экономичных; цепи типа ПР имеют большую нагрузочную способность, но они вдвое дороже. Во всех случаях предпочтительной является однорядная цепь; многорядных цепей следует по возможности избегать.

Расчет передач с зубчатыми цепями. В соответствии со стандартом число зубьев меньшей звездочки $z_1 > 17$; при выборе z_1 , следует учитывать, что с его увеличением давление в шарнире, шаг и ширина цепи уменьшаются, а долговечность ее увеличивается.

Для зубчатых цепей с шарнирами качения универсальная методика определения шага пока не разработана, поэтому ориентировочно значение шага выбирается по табл. в зависимости от максимально допускаемой угловой скорости меньшей звездочки.

При проектном расчете по выбранному шагу t , передаваемой мощности P и скорости v цепи определяют ее ширину b

$$b \approx 25 \cdot 10^{-3} K_1 K_2 P / (v^{3,5}).$$

где K_4 - коэффициент динамичности нагрузки (при спокойной нагрузке $K_4 = 1$, при нагрузке с толчками $K_4 = 1,2 \dots 1,5$, при ударной нагрузке $K_4 = 1,8$);

K_v - коэффициент скорости, учитывающий снижение нагрузочной способности из-за центробежных сил (при $v \leq 10$ м/с $K_v = 1$, при $v > 10$ м/с $K_v \approx 1,1 \dots 2,0$).

Расчетную величину b округляют до ближайшего стандартного значения.

Практическая работа № 27

Тема 24 Цепные, волновые и планетарные передачи.

2. Геометрия и кинематика передач.

Цель работы: Научиться определять конструкцию и параметры передачи. Научится выполнять расчеты на прочность.

Задание: Для цепной передачи определить параметры, выполнить проверочные расчеты.

Основным критерием работоспособности приводных цепей является износостойкость их шарниров. Долговечность втулочных и роликовых цепей, подобранных по критерию износостойкости, может быть 2000..5000 часов и более; цепные передачи с зубчатыми цепями имеют срок службы 8000...10 000 часов. Для закрытых передач, работающих при значительных внешних динамических нагрузках, критерием работоспособности может быть сопротивление усталости элементов цепи, причем усталостному разрушению в первую очередь подвержены пластины.

Расчет передач с втулочными и роликовыми цепями. Как показывают теоретические и экспериментальные исследования, нагрузочная способность цепи прямо пропорциональна давлению в шарнирах, а долговечность - обратно пропорциональна. Поэтому в основу расчета цепных передач положено условие, по которому можно вести проверочный расчет передачи:

$$p = KF_1 / (m A_{оп}) \leq [p],$$

где p - расчетное среднее давление в шарнире; $F_1 = 2T/d$ - передаваемая окружная сила; T - вращающий момент; d - диаметр делительной окружности звездочки (если задана мощность P передачи, то $F_t = P/v$,

где v - скорость цепи); $A_{оп} = d_0 b_0 \approx (0,25 \dots 0,28)t^2$ - площадь проекции опорной поверхности шарнира; d_0 - диаметр валика; b_0 - длина втулки; $[p]$ - допускаемое среднее давление в шарнирах, установленное для типовой передачи, работающей в средних условиях эксплуатации, при постоянной нагрузке и долговечности 3000...5000 часов; K - коэффициент эксплуатации, учитывающий конкретные особенности рассчитываемой передачи; m - число рядов цепи.

Допускаемое среднее давление $[p]$ в шарнире в зависимости от угловой скорости ω , малой звездочки и шага цепи t приведены в табл.

Коэффициент эксплуатации

$$K = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6,$$

где K_1 - коэффициент динамичности нагрузки (при спокойной нагрузке $K_1 = 1$, при толчках $K_1 = 1,2 \dots 1,5$, при сильных ударах $K_1 = 1,8$); K_2 - коэффициент, учитывающий межосевое расстояние ($K_2 = 1$ при $a = (30 \dots 50)/t$; $K_2 = 1,25$ при $a < 30/t$; $K_2 = 0,9$ при $a > 50/t$); K_3 - коэффициент, учитывающий способ смазывания (при непрерывном

смазывании $K_3 = 0,8$, при капельном $K_3 = 1$, при периодическом $K_3 = 1,5$); K_4 - коэффициент режима работы (односменная $K_4 = 1$, двухсменная $K_4 = 1,25$, трехсменная $K_4 = 1,45$); K_5 - коэффициент, учитывающий наклон межосевой линии к горизонту ($\leq 70^\circ$ $K_5 = 1$, $> 70^\circ$ $K_5 = 1,25$, так как при вертикальном расположении передачи увеличивается давление в шарнирах за счет массы цепи); K_6 - коэффициент монтажа передачи (передвигающиеся опоры $K_6 = 1$, при наличии оттяжных звездочек или нажимных роликов $K_6 = 1,15$, нерегулируемое натяжение $K_6 = 1,25$).

При проектном расчете ориентировочное значение шага цепи / определяется по формуле^

$$t \approx 2,8 \sqrt{KT_1 / (z_1 [p] m)},$$

где T_1 - вращающий момент на ведущей звездочке, имеющей число зубьев z_1 , m - число рядов цепи.

Поскольку допускаемое давление $[p]$ в шарнирах, в свою очередь, зависит от шага цепи, предположительно последний выбирается по табл. в зависимости от рекомендуемой угловой скорости малой звездочки.

При расчете передач с роликовыми цепями следует ориентироваться на применение цепей типа ПРЛ как самых экономичных; цепи типа ПР имеют большую нагрузочную способность, но они вдвое дороже. Во всех случаях предпочтительной является однорядная цепь; многорядных цепей следует по возможности избегать.

Практическая работа № 28

Тема 24 Цепные, волновые и планетарные передачи.

3. Критерии работоспособности и расчет цепных передач.

Цель работы: Научиться определять конструкцию и параметры передачи. Научится выполнять расчеты на прочность.

Задание: Для цепной передачи определить параметры, выполнить проверочные расчеты.

Основным критерием работоспособности приводных цепей является износостойкость их шарниров. Долговечность втулочных и роликовых цепей, подобранных по критерию износостойкости, может быть 2000...5000 часов и более; цепные передачи с зубчатыми цепями имеют срок службы 8000...10 000 часов. Для закрытых передач, работающих при значительных внешних динамических нагрузках, критерием работоспособности может быть сопротивление усталости элементов цепи, причем усталостному разрушению в первую очередь подвержены пластины.

Расчет передач с втулочными и роликовыми цепями. Как показывают теоретические и экспериментальные исследования, нагрузочная способность цепи прямо пропорциональна давлению в шарнирах, а долговечность - обратно пропорциональна. Поэтому в основу расчета цепных передач положено условие, по которому можно вести проверочный расчет передачи:

$$p = K F_1 / (m A_{оп}) \leq [p],$$

где p - расчетное среднее давление в шарнире; $F_1 = 2T/d$ - передаваемая окружная сила; T - вращающий момент; d - диаметр делительной окружности звездочки (если задана мощность P передачи, то $F_t = P/v$,

где v - скорость цепи); $A_{оп} = d_0 b_0 \approx (0,25...0,28)t^2$ - площадь проекции опорной поверхности шарнира; d_0 - диаметр валика; b_0 - длина втулки; $[p]$ - допускаемое среднее давление в шарнирах, установленное для типовой передачи, работающей в средних условиях эксплуатации, при постоянной нагрузке и долговечности 3000...5000 часов; K - коэффициент эксплуатации, учитывающий конкретные особенности рассчитываемой передачи; m - число рядов цепи.

Допускаемое среднее давление $[p]$ в шарнире в зависимости от угловой скорости ω , малой звездочки и шага цепи t приведены в табл.

Коэффициент эксплуатации

$$K = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6,$$

где K_1 - коэффициент динамичности нагрузки (при спокойной нагрузке $K_1 = 1$, при толчках $K_1 = 1,2...1,5$, при сильных ударах $K_1 = 1,8$); K_2 - коэффициент, учитывающий межосевое расстояние ($K_2 = 1$ при $a = (30...50)/t$; $K_2 = 1,25$ при $a < 30/t$; $K_3 = 0,9$ при $a > 500/t$; K_3 - коэффициент, учитывающий способ смазывания (при непрерывном

ω_1 , рад/с	[p], МПа, при шаге цепи t, мм			
	12,7—15,875	19,05—25,4	31,75—38,1	44,45—50,8
5,2	34,3	34,3	34,3	34,3
21	30,9	29,4	28,1	25,7
42	28,1	25,7	23,7	20,6
63	25,7	22,9	20,6	17,2
84	23,7	20,6	18,1	14,7
105	22,0	18,6	16,3	—
126	20,6	17,2	14,7	—
167	18,1	14,7	—	—

смазывании $K_3 = 0,8$, при капельном $K_3 = 1$, при периодическом $K_3 = 1,5$); K_4 – коэффициент режима работы (односменная $K_4 = 1$, двухсменная $K_4 = 1,25$, трехсменная $K_4 = 1,45$); K_5 – коэффициент, учитывающий наклон межосевой линии к горизонту ($\leq 70^\circ$ $K_5 = 1$, $> 70^\circ$ $K_5 = 1,25$, так как при вертикальном расположении передачи увеличивается давление в шарнирах за счет массы цепи); K_6 – коэффициент монтажа передачи (передвигающиеся опоры $K_6 = 1$, при наличии оттяжных звездочек или нажимных роликов $K_6 = 1,15$, нерегулируемое натяжение $K_6 = 1,25$).

При проектном расчете ориентировочное значение шага цепи / определяется по формуле^

$$t \approx 2,8 \sqrt{K_T / (z_1 [p] m)}.$$

где T_1 – вращающий момент на ведущей звездочке, имеющей число зубьев z_1 , m – число рядов цепи.

Поскольку допускаемое давление $[p]$ в шарнирах, в свою очередь, зависит от шага цепи, предположительно последний выбирается по табл. в зависимости от рекомендуемой угловой скорости малой звездочки.

При расчете передач с роликовыми цепями следует ориентироваться на применение цепей типа ПРЛ как самых экономичных; цепи типа ПР имеют большую нагрузочную способность, но они вдвое дороже. Во всех случаях предпочтительной является однорядная цепь; многорядных цепей следует по возможности избегать.

Расчет передач с зубчатыми цепями. В соответствии со стандартом число зубьев меньшей звездочки $z_1 > 17$; при выборе z_1 , следует учитывать, что с его увеличением давление в шарнире, шаг и ширина цепи уменьшаются, а долговечность ее увеличивается.

Для зубчатых цепей с шарнирами качения универсальная методика определения шага пока не разработана, поэтому ориентировочно значение шага выбирается по табл. в зависимости от максимально допускаемой угловой скорости меньшей звездочки.

При проектном расчете по выбранному шагу t , передаваемой мощности P и скорости v цепи определяют ее ширину b

$$b \approx 25 \cdot 10^{-3} K_4 K_v P / (v^{2,5}).$$

где K_4 – коэффициент динамичности нагрузки (при спокойной нагрузке $K_4 = 1$, при нагрузке с толчками $K_4 = 1,2 \dots 1,5$, при ударной нагрузке $K_4 = 1,8$);

K_v – коэффициент скорости, учитывающий снижение нагрузочной способности из-за центробежных сил (при $v \leq 10$ м/с $K_v = 1$, при $v > 10$ м/с $K_v \approx 1,1 \dots 2,0$).

Расчетную величину b округляют до ближайшего стандартного значения.

Практическая работа № 29

Тема 25 Передача винт-гайка.

1. Расчет резьбы на износостойкость.

Цель работы: Научиться определять конструкцию и параметры передачи. Научится выполнять расчеты на износостойкость.

Задание: Для передачи винт-гайка определить параметры, выполнить проверочные расчеты.

Чаще всего причиной выхода из строя передачи скольжения винт-гайка является износ резьбы. Кроме того, передача может выйти из строя в результате недостаточной прочности и устойчивости тела винта.

Основным критерием работоспособности передач скольжения является износостойкость резьбы.

Расчет резьбы на износостойкость. Расчет ведется исходя из предположения, что осевая нагрузка Q распределена по рабочим виткам резьбы равномерно. Условие износостойкости резьбы винта и гайки записывается следующим образом:

$$p_n = Q / (\pi d_2 h z_b) \leq [p_n],$$

где d_2 - средний диаметр резьбы; h - рабочая высота профиля резьбы; z_b - число витков резьбы гайки; p_n , $[p_n]$ - расчетное и допускаемое среднее давление в резьбе (для пары сталь-бронза $[p_n] = 8...13$ МПа; для пары сталь-чугун $[p_n] = 5...9$ МПа; большие значения для закаленной стали или антифрикционного чугуна).

По вышеприведенной формуле выполняется проверочный расчет резьбы на износостойкость.

Введем понятия относительной высоты гайки $\psi_H = H_r/d_2$ и относительной рабочей высоты профиля резьбы $\psi_h = h/p$, где H_r - высота гайки; p - шаг резьбы. Число витков гайки $z_b = H_r/p$. После подстановки этих выражений в формулу для проверочного расчета получим формулу для проектного расчета резьбы на износостойкость:

$$d_2 \geq \sqrt{Q / (\pi \psi_H \psi_h [p_n])}$$

Для цельных гаек $\psi_H = 1,2...2,5$; для составных и разъемных $\psi_H = 2,5...3,5$ (большие значения для резьб меньших диаметров). Для стандартной трапецеидальной резьбы $\psi_h = 0,5$; для упорной $\psi_h = 0,75$; для треугольной $\psi_h = 0,541$; прямоугольная резьба не стандартизована, для нее принимают шаг $p = 0,25d_2$.

Полученный расчетом средний диаметр резьбы заменяют ближайшим стандартным значением и устанавливают остальные стандартные параметры резьбы винта и гайки.

Ход p_n резьбы обычно определяют кинематическим расчетом в зависимости от заданной скорости v поступательного движения и угловой скорости ω со винта или гайки по формуле:

$$p_n = 2\pi v / \omega$$

Резьба, параметры которой определены из расчета на износостойкость, обычно имеет избыточный запас прочности на срез, поэтому проверка резьбы винта и гайки на эту деформацию обычно не производится.

Практическая работа № 30

Тема 25 Передача винт-гайка.

2. Расчет винта на прочность.

Цель работы: Научиться определять конструкцию и параметры передачи. Научится выполнять расчеты на прочность.

Задание: Для передачи винт-гайка определить параметры, выполнить проверочные расчеты.

Чаще всего причиной выхода из строя передачи скольжения винт-гайка является износ резьбы. Кроме того, передача может выйти из строя в результате недостаточной прочности и устойчивости тела винта.

Основным критерием работоспособности передач скольжения является износостойкость резьбы.

Расчет винта на прочность. Этот расчет выполняется как проверочный. Так как тело винта одновременно подвергается сжатию (или растяжению) и кручению, то,

$$\rho_m = Q / (\pi d_1^2 l_{\text{рез}}) \leq [\rho_m],$$

согласно энергетической теории, условие прочности винта записывается так:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{сж}}^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_r],$$

Здесь $\sigma_{\text{сж}} = 4Q / (\pi d_1^2 l_{\text{рез}})$, $\tau = M_p / (\pi d_1^3 / 32)$

где Q – осевая сила; d_1 – внутренний диаметр резьбы; M_p – момент сил в резьбе.

Приближенно можно провести проверочный расчет винта на прочность по расчетной осевой силе $Q_{\text{расч}} = 1,3 Q$ по условию

$$\sigma_{\text{экв}} = 4 Q_{\text{расч}} / (\pi d_1^2) \leq [\sigma_p]$$

Расчет винта на устойчивость. Этот расчет также выполняется как проверочный для работающих на сжатие длинных винтов. Условие устойчивости имеет вид:

$$\sigma_{\text{сж}} = 4Q / (\pi d_1^2) \leq \varphi [\sigma_{\text{сж}}].$$

Здесь φ – коэффициент продольного изгиба, зависящий от материала и гибкости λ стержня (см. сопротивление материалов). Гибкость стержня определяется по формуле:

$$\lambda = \mu l / i,$$

где μ – коэффициент приведения длины (для двухопорных винтов $\mu = 1$; если опорной является гайка, то $\mu = 2$); l – расчетная длина винта (для двухопорных винтов – расстояние между опорами; если опорой является гайка, то расстояние от середины гайки до свободного конца); i – радиус инерции сечения (для винта $i = d_1 / 4$).

Допускаемое напряжение $[\sigma_{\text{сж}}] = \sigma_T / [s]$, где $[s] = 2...4$ – допускаемый коэффициент запаса прочности.

Расчет гайки. Высота гайки $H_T = \psi_H d_2$; наружный диаметр D определяется из условия ее прочности на растяжение и кручение:

$$\sigma_{\text{расч}} = 4Q_{\text{расч}} / \pi(D^3 - d^3) \leq [\sigma_r],$$

$$D = \sqrt[3]{4 \cdot 1,3Q / (\pi[\sigma_r]) + d^3}.$$

где $Q_{\text{расч}} = 1,3 Q$; d – наружный диаметр резьбы. Отсюда:

Практическая работа № 31

Тема 26 Валы и оси. Опоры валов и осей.

1. Определение диаметра вала под подшипником.

Цель работы: Научиться проектировать размеры валов и выполнять их проверочный расчет.

Задание: Определить размеры валов и проверить правильность расчетом на кручение.

Исходные данные:

Крутящий момент на ведущем валу: $T_6 = 32,51 \cdot 10^3 \text{ Нм}$

Крутящий момент на ведомом валу: $T_T = 93,64 \cdot 10^3 \text{ Нм}$

Проектировочный расчет валов редуктора проведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Для ведущего вала:

Допускаемое напряжение на кручение принимаем равным $[\tau]_k = 20 \div 25 \text{ МПа}$, т.к. на этот вал действует дополнительное усилие от ременной передачи:

$$d_{61} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_6}{\pi[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 32,51 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 20,5 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{61} = 25 \text{ мм}$.

Диаметр вала под подшипниками $d_{n1} = 30 \text{ мм}$.

Диаметр вала под шестерней $d_{ш} = 35 \text{ мм}$.

Диаметр выходного конца вала ведомого:

$$d_{62} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_T}{\pi[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 93,64 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 26,7 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{62} = 30 \text{ мм}$.

Диаметр вала под подшипниками $d_{n2} = 35 \text{ мм}$.

Диаметр вала под колесами $d_k = 40 \text{ мм}$.

Диаметры остальных участков валов назначаем, исходя из конструктивных соображений при компоновке редуктора.

Практическая работа № 32

Тема 26 Валы и оси. Опоры валов и осей.

2. Определение диаметра вала под колесами.

Цель работы: Научиться проектировать размеры валов и выполнять их проверочный расчет.

Задание: Определить размеры валов и проверить правильность расчетом на кручение.

Исходные данные:

Крутящий момент на ведущем валу: $T_6 = 32,51 \cdot 10^3 \text{ Нм}$

Крутящий момент на ведомом валу: $T_T = 93,64 \cdot 10^3 \text{ Нм}$

Проектировочный расчет валов редуктора проведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Для ведущего вала:

Допускаемое напряжение на кручение принимаем равным $[\tau]_к = 20 \div 25 \text{ МПа}$, т.к. на этот вал действует дополнительное усилие от ременной передачи:

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_6}{\pi [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 32,51 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 20,5 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{e1} = 25 \text{ мм}$.

Диаметр вала под подшипниками $d_{n1} = 30 \text{ мм}$.

Диаметр вала под шестерней $d_{ш} = 35 \text{ мм}$.

Диаметр выходного конца вала ведомого:

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_T}{\pi [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 93,64 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 26,7 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{e2} = 30 \text{ мм}$.

Диаметр вала под подшипниками $d_{n2} = 35 \text{ мм}$.

Диаметр вала под колесами $d_к = 40 \text{ мм}$.

Диаметры остальных участков валов назначаем, исходя из конструктивных соображений при компоновке редуктора.

Практическая работа № 33

Тема 26 Валы и оси. Опоры валов и осей.

3. Проектировочный расчет валов.

Цель работы: Научиться проектировать размеры валов.

Задание: Определить размеры валов и проверить правильность расчетом на кручение.

Исходные данные:

Крутящий момент на ведущем валу: $T_6 = 32,51 \cdot 10^3 \text{ Нм}$

Крутящий момент на ведомом валу: $T_T = 93,64 \cdot 10^3 \text{ Нм}$

Проектировочный расчет валов редуктора проведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Для ведущего вала:

Допускаемое напряжение на кручение принимаем равным $[\tau]_к = 20 \div 25 \text{ МПа}$, т.к. на этот вал действует дополнительное усилие от ременной передачи:

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_6}{\pi [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 32,51 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 20,5 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{e1} = 25 \text{ мм}$.

Диаметр вала под подшипниками $d_{n1} = 30 \text{ мм}$.

Диаметр вала под шестерней $d_{ш} = 35 \text{ мм}$.

Диаметр выходного конца вала ведомого:

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_T}{\pi [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 93,64 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 26,7 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{e2} = 30 \text{ мм}$.

Диаметр вала под подшипниками $d_{n2} = 35 \text{ мм}$.

Диаметр вала под колесами $d_k = 40 \text{ мм}$.

Диаметры остальных участков валов назначаем, исходя из конструктивных соображений при компоновке редуктора.

Далее проводим проверочный расчет валов:

Ведущий вал:

Материал вала – сталь Ст.4,

Предел прочности $\sigma_B = 500 \text{ МПа}$.

Пределы выносливости при симметричном цикле нормальных касательных напряжений :

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 500 = 215 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 215 = 124,7 \text{ МПа}$$

Для наиболее опасного сечения определим коэффициент запаса прочности S и сравним его с допускаемым $S \geq [S] = 2 \div 3$.

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}, \text{ где } S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\kappa_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_v + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} - \text{коэффициент запаса прочности по}$$

нормальным напряжениям

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\kappa_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_v + \psi_\tau \cdot \tau_m} - \text{коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям.}$$

$\kappa_\sigma, \kappa_\tau$ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений.

$$\kappa_\sigma = 1,6; \kappa_\tau = 1,5 \text{ (стр.165[1])},$$

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ – масштабный фактор нормальных и касательных напряжений.

$$\varepsilon_\sigma = 0,85; \varepsilon_\tau = 0,73 \text{ (стр.166[1])},$$

$$\psi_\sigma = 0,2; \psi_\tau = 0,1;$$

σ_m – среднее напряжение цикла нормальных напряжений.

При отсутствии осевой нагрузки: $\sigma_m = 0$

Амплитуда и среднее напряжение от нулевого цикла касательных напряжений:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T_T}{2W_{\text{нетто}}}$$

При $d=40 \text{ мм}; b=12 \text{ мм}; t_1=5,0 \text{ мм};$

$$W_{K\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} - \frac{12 \cdot 5,0(40-5,0)^2}{2 \cdot 40} = 11,64 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{93,64 \cdot 10^3}{2 \cdot 11,64 \cdot 10^3} = 4,02 \text{ МПа.}$$

Нормальных напряжений: $\sigma_v = \frac{M_{\text{экв}}}{W_{\text{нетто}}}$

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{32} - \frac{12 \cdot 5,0(40-5,0)^2}{2 \cdot 40} = 5,36 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_v = \frac{36,09 \cdot 10^3}{5,36 \cdot 10^3} = 6,73 \text{ МПа};$$

$$S_\sigma = \frac{215}{\frac{1,6}{0,85} \cdot 6,73} = 16,97;$$

$$S_\tau = \frac{124,7}{\frac{1,5}{0,73} \cdot 4,02 + 0,1 \cdot 4,02} = 15,16;$$

$$S = \frac{16,97 \cdot 15,16}{\sqrt{16,97^2 + 15,16^2}} = 11,03 > [S] = 2 \div 3, \text{ т. е. усталостная прочность вала обеспечена.}$$

Рекомендуемая литература

Основная литература:

4.1. Рекомендуемая литература

4.1.1. Основная литература:

1. Ганджунцев М.И. Техническая механика. Часть 2. Строительная механика [Электронный ресурс] : учебное пособие / М.И. Ганджунцев, А.А. Петраков. - Электрон.текстовые данные. - М. : Московский государственный строительный университет, Ай Пи Эр Медиа, ЭБС АСВ, 2017. - 68 с. - 978-5-7264-1515-4. - Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/64539.html>
2. Техническая механика в анализе архитектурных форм сооружений [Электронный ресурс] : учебное пособие / Р.А. Каюмов [и др.]. - Электрон.текстовые данные. - Казань: Казанский государственный архитектурно-строительный университет, 2017. - 346 с. - 2227-8397. - Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/73322.html>
3. Янгулов В.С. Техническая механика. Волновые и винтовые механизмы и передачи [Электронный ресурс] : учебное пособие для СПО / В.С. Янгулов. - Электрон.текстовые данные. — Саратов: Профобразование, 2017. - 183 с. - 978-5-4488-0032-0. — Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/66400.html>

4.1.2. Дополнительная литература:

1. Мовнин М.С. Основы технической механики [Электронный ресурс]: учебник/ М.С. Мовнин, А.Б. Израелит, А.Г. Рубашкин - Электрон. текстовые данные.- СПб.: Политехника, 2016.- 289 с.- Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/58853.html>.- ЭБС «IPRbooks»