

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО РЫБОЛОВСТВУ**  
**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**  
**высшего образования**  
**«КЕРЧЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ МОРСКОЙТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ**  
**УНИВЕРСИТЕТ»**  
**СУДОМЕХАНИЧЕСКИЙ ТЕХНИКУМ**

**Приложение к рабочей программе дисциплины**

**ФОНД ОЦЕНОЧНЫХ СРЕДСТВ**

**по дисциплине**

**ОП.02. Механика**

**Специальности 26.02.04 Монтаж и техническое обслуживание судовых машин и механизмов**

**Керчь**

## **ФОНД ОЦЕНОЧНЫХ СРЕДСТВ**

### **1. Назначение фонда оценочных средств (ФОС) по дисциплине**

ФОС по учебной дисциплине – совокупность контрольных материалов, предназначенных для измерения уровня достижения обучающимися установленных результатов обучения, а также и уровня сформированности всех компетенций (или их частей), закрепленных за дисциплиной. ФОС используется при проведении текущего контроля успеваемости и промежуточной аттестации обучающихся.

Задачи ФОС:

- управление процессом приобретения обучающимися необходимых знаний, умений, навыков и формированием компетенций, определенных в ФГОС СПО;
- оценка достижений обучающихся в процессе изучения дисциплины с выделением положительных/отрицательных результатов и планирование предупреждающих/корректирующих мероприятий;
- обеспечение соответствия результатов обучения задачам будущей профессиональной деятельности через совершенствование традиционных и внедрение в образовательный процесс университета инновационных методов обучения;
- самоподготовка и самоконтроль обучающихся в процессе обучения.

### **2. Структура ФОС и применяемые методы оценки полученных знаний**

ФОС позволяет оценить освоение всех указанных в рабочей программе дескрипторов компетенции, установленных ОПОП. В качестве методов оценивания применяются: наблюдение за работой (Performance tests), применение активных методов обучения, контрольный опрос, творческое задание, выполнение расчетно-графических работ и курсового проекта.

Структурными элементами ФОС по дисциплине являются: входной контроль (предназначается для определения уровня входных знаний), ФОС для проведения текущего контроля, состоящие из контрольных опросов, творческих заданий, тематику расчетно-графических работ, вопросов к защите курсового проекта и шкалу оценивания; ФОС для проведения промежуточной аттестации, состоящий из вопросов и шкалы оценивания.

**Применяемые методы оценки полученных знаний по разделам дисциплины**

Раздел (тема)	Текущая аттестация		Защита курсового проекта	Промежуточная аттестация
	контрольный опрос (тест)	творческое задание		
<b>Раздел 1 Теоретическая механика</b>				
Тема 1.1 Основные понятия и аксиомы статики	+	+		Экзамен
Тема 1.2 Плоская система сил	+	+		
Тема 1.3 Пространственная система сил	+	+		
Тема 1.4 Центр тяжести	+			
Тема 1.5 Кинематика	+	+		
Тема 1.6 Динамика	+			
Тема 1.7 Работа и мощность. Общие теоремы динамики	+	+		
<b>Раздел 2 Сопротивление материалов</b>				
Тема 2.1 Основные положения	+	+		Экзамен
Тема 2.2 Растяжение и сжатие	+	+		
Тема 2.3 Срез и смятие	+	+		
Тема 2.4 Кручение	+	+		
Тема 2.5 Геометрические характеристики плоских сечений	+	+		
Тема 2.6 Изгиб	+	+		
Тема 2.7	+	+		

Гипотезы прочности. Сопротивление усталости. Прочность при динамических нагрузках				
Тема 2.8 Устойчивость сжатых стержней	+	+		
<b>Раздел 3 Детали машин</b>				
Тема 3.1 Основные понятия. Общие сведения о передачах.	+	+		Экзамен
Тема 3.2 Механические передачи	+			
Тема 3.3 Валы и оси, опоры	+	+		
Тема 3.4 Соединения деталей. Разъемные и неразъемные соединения	+			
Тема 3.5 Муфты	+			
Тема 3.6 Типовые расчёты	+			
Курсовой проект			+	

## Входной контроль (тестирование)

Входной контроль проводится с целью определения уровня знаний обучающихся, необходимых для успешного освоения материала дисциплины.

Технология входного контроля предполагает проведение тестирования.

Оценивание входного тестирования осуществляется по номинальной шкале – за правильный ответ к каждому заданию выставляется один балл, за не правильный – ноль. Общая оценка каждого теста осуществляется в отношении количества правильных ответов к общему числу вопросов в тесте (выражается в процентах).

Тест считается пройденным (оценка «зачтено») при общей оценке 75%.

Количество попыток прохождения теста – одна. Время прохождения теста – 5 минут.

### Содержание теста входного контроля

вопрос	Ответы
1 Чему равен 1 кН в ньютонах	А) 1000 Н Б) 10000 Н В) 100 Н
2 Чему равен 1 МПа в паскалях	А) $10^9$ Па Б) $10^6$ Па В) $10^3$ Па
3 Чему равен 1 м <sup>2</sup>	А) $10^6$ мм <sup>4</sup> Б) $10^6$ мм <sup>3</sup> В) $10^6$ мм <sup>2</sup>
4 Теорема Пифагора для прямоугольного треугольника с катетами а и b и гипотенузой с	А) $c^2 = (a + b)^2$ ; Б) $c^2 = a^2 + b^2$ ; В) $c^2 = a^2 - b^2$ ;
5 В прямоугольном треугольнике с катетами а и b и гипотенузой с, косинус угла, прилежащего к катету а равен	А) $\cos(\alpha) = c/a$ ; Б) $\cos(\alpha) = b/a$ ; В) $\cos(\alpha) = a/c$
6 В прямоугольном треугольнике с катетами а и b и гипотенузой с, синус угла, прилежащего к катету а равен	А) $\sin(\alpha) = b/c$ ; Б) $\sin(\alpha) = c/b$ ; В) $\sin(\alpha) = b/a$
7 Площадь круга S? диаметром d, равна	А) $S = \pi \cdot d/2$ ; Б) $S = \pi \cdot d^2 /2$ ; В) $S = \pi \cdot d^2 /4$ ;
8 Площадь прямоугольного треугольника S с катетами а и b и гипотенузой с, равна	А) $S = a \cdot c/2$ ; Б) $S = a \cdot b/2$ ; В) $S = b \cdot c/2$ ;
9 Чему равна производная $x^4$	А) $(x^4)' = 4 \cdot x^3$ ; Б) $(x^4)' = 5 \cdot x^4$ ; В) $(x^4)' = 3 \cdot x^4$ ;
10 Чему равна производная $\sin(x^3)$	А) $(\sin(x^3))' = 3\cos(x^2) \cdot x$ ; Б) $(\sin(x^3))' = 3\cos(x^3) \cdot x^2$ ; В) $(\sin(x^3))' = \cos(3x^2)$ ;
11 Скалярным сложением двух векторов F <sub>1</sub> и F <sub>2</sub> между, которыми угол α будет вектор F, равный	А) $F = (F_1^2 + F_2^2 + F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\alpha))^{0.5}$ ; Б) $F = (F_1^2 + F_2^2 + F_1 \cdot F_2 \cdot \sin(\alpha))^{0.5}$ ; В) $F = (F_1^2 + F_2^2 + F_1 \cdot F_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha))^{0.5}$ ;

12 Формулы первого, второго и третьего законов Ньютона соответственно записывают так:	А) $\vec{F}_1 - \vec{F}_2 - \dots - \vec{F}_n = 0, \vec{a} = \vec{F} / m, \vec{F}_1 = -\vec{F}_2$ Б) $\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n \neq 0, \vec{F} = m/\vec{a}, \vec{F}_1 = -\vec{F}_2$ В) $\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n = 0, \vec{F} = m \cdot \vec{a}, \vec{F}_1 = -\vec{F}_2$
13 Какими буквами греческого алфавита принято обозначать углы	А) $\pi, \rho, \mu, \eta$ Б) $\alpha, \beta, \gamma, \varphi$ В) $\sigma, \tau, \varepsilon, \lambda$
14 Алгебраическую сумму принято обозначать прописной греческой буквой:	А) $\epsilon$ – <i>эпсилон</i> Б) $\Sigma$ – <i>сигма</i> В) $\Delta$ – <i>дельта</i>
15 Коэффициент полезного действия принято обозначать строчной буквой греческого алфавита:	А) $\mu$ Б) $\lambda$ В) $\eta$
16 Строчной буквой греческого алфавита $\omega$ в кинематике принято обозначать	А) Угол поворота тела Б) Угловое ускорение тела В) Угловую скорость тела

Ключи к тесту входного контроля

вопрос	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ответ	А	Б	В	Б	В	Б	В	Б	А	Б	А	В	Б	Б	В	В

## Контрольный опрос (тесты)

Раздел (тема)	Ответы
<b>Раздел 1 Теоретическая механика</b>	
Тема 1.1 Основные понятия и аксиомы статики	1в
Тест №1 Буквы греческого алфавита в механике	2г
1 Греческая буква «эта» строчной обозначается	3в
а) $\tau$ ; б) $\lambda$ ; в) $\eta$	4в
2 Число $\pi = 3,14 \text{ рад}$ показывает	5б
а) величину, равную 360 градусов	6б
б) величину, равную 180 градусам	7б
в) отношение длины окружности к ее диаметру	8в
г) справедливы ответы б), и в)	9а
3 Коэффициент полезного действия принято обозначать строчной буквой греческого алфавита:	10в
а) $\mu$ ; б) $\lambda$ ; в) $\eta$	1а
4 Строчной буквой греческого алфавита $\omega$ в кинематике принято обозначать	2в
а) Угол поворота тела	3б
б) Угловое ускорение тела	4в
в) Угловую скорость тела	5 б
5 Буквами $\sigma$ и $\tau$ в сопротивлении материалов обозначают:	
а) нормальное и касательное напряжение	
б) касательное и нормальное напряжение	
в) нормальное напряжение и сумму	
6 Какими буквами греческого алфавита принято обозначать углы	
а) $\pi, \rho, \mu, \eta$ ; б) $\alpha, \beta, \gamma, \varphi$ ; в) $\sigma, \tau, \varepsilon, \lambda$	
7 Алгебраическую сумму принято обозначать прописной греческой буквой:	
а) $\varepsilon$ – эpsilon; б) $\Sigma$ – sigma; в) $\Delta$ – delta	
8 Плотность материала принято обозначать строчной буквой греческого алфавита	
а) $\mu$ – мю; б) $\nu$ – ню; в) $\rho$ – ро	
9 Какую величину обозначают буквой $F_{\Sigma}$ :	
а) равнодействующую силу; б) уравнивающую силу;	
в) реактивную силу	
10 Укажите менее используемые буквы греческого алфавита:	
а) $\varepsilon$ – эpsilon, $\nu$ – ню, $\psi$ – пси	
б) $\lambda$ – лямбда, $\tau$ – тау, $\omega$ – омега	
в) $\iota$ – йота, $\chi$ – хи, $\omicron$ – омикрон	
Тест №2 Связи. Реакции связей	
1 Два тела находятся в контакте друг с другом. Какие силы возникают в точке их контакта?	
а) силы действия и противодействия; б) только силы тяжести тел; в) удвоенная сила тяжести каждого из тел	
2 Что называется связью	
а) Нагрузка, действующая на данное тело;	
б) Сила давления тела на опору;	
в) Тело, которое ограничивает движение рассматриваемого тела.	
3 Дайте определение реакции связи	
а) Сила, действующая на данное тело со стороны других не связанных тел;	
б) Сила, с которой связь действует на тело, препятствуя его перемещению;	

в) Сила, равная по модулю равнодействующей, и направленная по линии ее действия в противоположную сторону.

4 Какие разновидности связей рассматриваются в статике?

а) балка, брус, пластина; б) узел, корпус, механизм; в) плоскость, шарнир, нить, стержень

5 Почему со стороны неподвижного шарнира на брус действует только сила  $R_A$  (реакция шарнира), а при жесткой заделке бруса на него действуют и сила  $R_A$  и реактивный момент  $M_A$  заделки (рисунок)?

а) реакция  $R_{AB}$  шарнире препятствует и перемещению и вращению, в жесткой заделке реактивный момент не нужен;

б) реакция  $R_{AB}$  шарнире препятствует только перемещению, а вращение возможно. В жесткой заделке реактивный момент  $M_A$  препятствует вращению;

в) реакция  $R_{AB}$  шарнире препятствует вращению, в жесткой заделке реакция  $R_A$  препятствует вращению, а реактивный момент перемещению.

Тема 1.2 Плоская система сил

Тест 1 Сходящаяся система сил

1 Какая система называется сходящейся?

- а) Система сил, линии действия которых пересекаются в одной точке.  
 б) Система сил, линии действие которых параллельны.  
 в) Система сил, под действием которой тело не изменяет своего движения

2 Как определяется модуль равнодействующей системы двух сходящихся сил?

- а)  $F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$ ; б)  $F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \alpha}$ ; в)  $F = F_1 + F_2$

3 Как определить значение проекции силы на ось X, при заданном угле наклона  $\alpha$  к данной оси?

- а)  $F_x = F \sin(\alpha)$ ; б)  $F_x = F / \cos(\alpha)$ ; в)  $F_x = F \cdot \cos(\alpha)$

4 Как определяется модуль равнодействующей плоской системы сходящихся сил?

- а)  $F_\Sigma = \sqrt{(\sum X_i)^2 + (\sum Y_i)^2}$ ; б)  $F_\Sigma = \sum X_i + \sum Y_i$ ; в)  $F_\Sigma = \sqrt{(\sum X_i)^2 + (\sum Y_i)^2}$

5 Что называется проекцией силы на ось?

- а) Прямая неограниченной длины, на которой задано определённое направление;  
 б) Отрезок прямой со стрелкой на конце;  
 в) Длина отрезка оси, между точками, полученными при опускании на данную ось перпендикуляров из начала и конца вектора силы.

6 Как определяется величина силы по её проекциям на оси координат?

- а)  $F = F_x + F_y$ ; б)  $F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$ ; в)  $F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$

7 Сформулируйте аналитическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил.

- а)  $F_\Sigma = \max$ ; б)  $F_\Sigma = 0$ ; в)  $F_\Sigma = \infty$

8 Сущность правила выбора знака для проекции силы в уравнениях равновесия:

- а) Знак «+», если вектор силы образует острый угол с отрицательным направлением оси; знак «-» то же с положительным направлением  
 б) Знак «+», если вектор силы образует острый угол с положительным направлением оси; знак «-» то же с отрицательным направлением  
 в) Знак «+», если вектор силы образует угол с отрицательным направлением оси менее  $90^\circ$ ; знак «-» то же с положительным направлением.

- 1 а  
 2 б  
 3 в  
 4 в  
 5 в  
 7 б  
 8 б  
 1 б  
 2 а  
 3 б  
 4 в  
 5 б  
 6 а  
 7 а  
 8 а



## Тест 2 Система двух сил

1 Что такое пара сил?

- а) Равнодействующая двух параллельных сил
- б) Две непараллельные силы, линии действий которых пересекаются в одной точке
- в) Система двух равных по модулю и противоположных по направлению параллельных сил

2 Какое действие оказывает пара сил на тело?

- а) Вызывает сопротивление перемещению частиц тела
- б) Имеет уравнивающую силу и поэтому тело находится в равновесии
- в) Не имеет равнодействующей силы и, будучи приложенной к телу, стремится его вращать

3 Формула момента пары сил?

- а)  $M = \pm Fa$ ; б)  $M = \pm F \cdot 0,5a$ ; в)  $M = \pm F/a$

4 По какой формуле определяется момент силы относительно некоторой точки «О»?

- а)  $M_O(F) = \pm F/h$ ; б)  $M = Fh$ ; в)  $M_O(F) = \pm Fh$

5 Правило рычага первого рода для силы  $F_1$  с плечом  $l_1$  и  $F_2$  с плечом  $l_2$  :

- а)  $F_1 / F_2 = l_1 / l_2$ ; б)  $F_1 / F_2 = l_2 / l_1$ ; в)  $F_2 / F_1 = l_2 / l_1$

## Тест 3 Плоская система произвольно расположенных сил

1 Что будет образовано, если все силы, составляющие плоскую произвольную систему, привести к одному центру:

- а) главный вектор; б) равнодействующая; в) уравнивающая

2 Какую теорему следует применять для нахождения главного момента плоской произвольной системы сил при приведении всех сил к одному центру:

- а) Теоремы Вариньона; б) теорема Пуансо, в) теорему о трех непараллельных силах

Укажите верную запись условия равновесия произвольной плоской системы сил

- а)  $F_{ГЛ} = 0, M_{ГЛ} = 0$ ; б)  $F_{ГЛ} = 0, M_{ГЛ} \neq 0$ ; в)  $F_{ГЛ} \neq 0, M_{ГЛ} \neq 0$

3 Какая из формулировок уравнений равновесия произвольной плоской системы сил указана не верно

- а) необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы проекций всех сил на ось  $X$  и  $Y$  были равны нулю ( $\sum F_{iX} = 0, \sum F_{iY} = 0$ )

- б) необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы проекций всех сил на ось  $X$  и  $Y$  и моментов сил и пар были равны нулю ( $\sum F_{iX} = 0, \sum F_{iY} = 0, \sum M_A(F_i) + \sum M = 0$ )

- в) необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы моментов сил и пар относительно двух произвольных точек  $A$  и  $B$  были равны нулю и сумма проекций всех сил на ось  $Y$ , не проходящую одновременно через эти точки была равна нулю ( $\sum M_B(F_i) + \sum M = 0, \sum M_A(F_i) + \sum M = 0, \sum F_{iY} = 0$ )

4 Двое рабочих несут шест длиной 4 м и весом 100 Н, опирающийся концами на их плечи. К шесту подвешен груз в 400 Н на расстоянии 1 м от одного из концов. Какую силу давления на плечо испытывает каждый рабочий?

- а)  $R_1 = (400 \text{ Н} \cdot 2 \text{ м} - 100 \text{ Н} \cdot 1 \text{ м}) / 4 \text{ м} = 175 \text{ Н}$ ,  $R_2 = 400 + 100 - R_1 = 325 \text{ Н}$

- б)  $R_1 = (400 \text{ Н} \cdot 2 \text{ м} + 100 \text{ Н} \cdot 1 \text{ м}) / 4 \text{ м} = 225 \text{ Н}$ ,  $R_2 = 400 + 100 - R_1 = 275 \text{ Н}$

- в)  $R_1 = (100 \text{ Н} \cdot 2 \text{ м} + 400 \text{ Н} \cdot 1 \text{ м}) / 4 \text{ м} = 150 \text{ Н}$ ,  $R_2 = 400 + 100 - R_1 = 350 \text{ Н}$ ;

5 К концам невесомого рычага приложены силы первая 24 Н и вторая 27 Н. Длина рычага 17 см. Укажите правильное решение задачи нахождения плеч рычага.

- а) плечо первой силы  $l_1 = 27 \text{ Н} \cdot 17 \text{ см} / (24 \text{ Н} + 27 \text{ Н}) = 9 \text{ см}$ ,

плечо второй силы  $l_2 = 24 \text{ Н} \cdot 17 \text{ см} / (24 \text{ Н} + 27 \text{ Н}) = 8 \text{ см}$

- б) плечо первой силы  $l_1 = 24 \text{ Н} \cdot 17 \text{ см} / 27 \text{ Н} = 15,1 \text{ см}$ ;

плечо второй силы  $l_2 = 27 \text{ Н} \cdot 17 \text{ см} / 24 \text{ Н} = 19,1 \text{ см}$ ;

- в) плечо первой силы  $l_1 = 27 \text{ Н} \cdot 17 \text{ см} / 24 = 19,1 \text{ см}$ ,

плечо второй силы  $l_2 = 24\text{Н} \cdot 17\text{см} / 27 = 15,1\text{ см}$

#### Тест 4 Трение

1 От чего зависит полная реакция шероховатой поверхности?

- а) только от нормальной реакции  $N$
- б) от нормальной реакции  $N$  и силы трения покоя  $F_{\text{тр}}$
- в) только от силы трения покоя  $F_{\text{тр}}$

2 Какое из утверждений не является законом Кулона (законом трения)?

- а) Сила трения скольжения совпадает с направлением возможного скольжения тела;
  - б) Сила трения скольжения не зависит от площади соприкосновения трущихся поверхностей;
  - в) Предельная сила трения скольжения пропорциональна нормальной реакции
- $$\bar{F}_{\text{max}} = f \cdot \bar{N}$$

3 Коэффициент трения покоя определяют по формуле

- а)  $\alpha = \arctg(N / F_{\text{тр}})$ ; б)  $\alpha = \arctg(F_{\text{тр}} / N)$ ; в)  $\alpha = \arctg(F_{\text{тр}} \cdot N)$

4 Что называют трением качения?

- а) сопротивление, возникающее как при перекатывании, так и при скольжении одного тела по поверхности другого;
- б) сопротивление, возникающее при скольжении одного тела по поверхности другого;
- в) сопротивление, возникающее при перекатывании одного тела по поверхности другого.

5 Момент трения равен

- а)  $M_{\text{тр}} = k \cdot F_{\text{тр}}$ ; б)  $M_{\text{тр}} = k \cdot N$ ; в)  $M_{\text{тр}} = f \cdot N$

6 В каких единицах измеряется коэффициент трения качения?

- а) метр; б) ньютон; в) безразмерный

7 Условие перекатывания колеса по шероховатой поверхности

- а)  $(k/r) < f$  (коэффициент трения качения  $k$  намного меньше радиуса цилиндра  $r$ )
- б)  $(k/r) \geq f$  (коэффициент трения качения  $k$  больше радиуса цилиндра  $r$ )
- в)  $(k/f) > r$

8 Для цилиндров радиусом  $r$  из твердых материалов коэффициент трения качения равен

- а)  $k = r \cdot \text{tg}(\alpha)$ ; б)  $k = r \cdot \text{tg}(f)$ ; в)  $k = \alpha \cdot \text{tg}(r)$

#### Тема 1.3 Пространственная система сил

1 Какие уравнения составлены правильно для уравновешенной пространственной системы сходящихся сил?

- а)  $\sum F_{ix} = 0, \sum F_{iy} = 0$ ; б)  $\sum F_{ix} = 0, \sum F_{iy} = 0, \sum M_A(F_i) + \sum M = 0$ ; в)  $\sum F_{ix} = 0, \sum F_{iy} = 0, \sum F_{iz} = 0$

2 Как определяется момент силы относительно оси?

- а)  $M_y(F) = M_0(F_n) = \pm F_n h$ ; б)  $M_y(F) = F \pm h$ ; в)  $M_y(F) = M_0(F) = F/h$

3 В каком случае момент силы относительно оси равняется нулю?

- а) когда сила расположена в плоскости, перпендикулярной данной оси;
- б) когда сила расположена в плоскости, параллельной данной оси;
- в) когда сила расположена в плоскости, перпендикулярной данной оси и не пересекает эту ось.

4 Укажите уравнения равновесия для произвольной пространственной системы сил?

- а)  $\sum F_{ix} = 0, \sum F_{iy} = 0, \sum F_{iz} = 0, \sum M_X(F_i) = 0, \sum M_Y(F_i) = 0, \sum M_Z(F_i) = 0$

- б)  $\sum F_{ix} = 0, \sum F_{iy} = 0, \sum F_{iz} = 0$

- в)  $\sum M_X(F_i) = 0, \sum M_Y(F_i) = 0, \sum M_Z(F_i) = 0$

5 Укажите правильную запись уравнения равновесия – суммы моментов сил относительно оси  $Y$ , для силовой схемы, показанной на рисунке:

а)  $\sum M_Y(F_i) = M_Y(X_A) + M_Y(2F) + M_Y(X_B) = (\pm X_A \cdot 0) + (+2F \cdot 2a) + (+X_B \cdot 5a) = 0$

б)  $\sum M_Y(F_i) = M_Y(X_A) + M_Y(2F) + M_Y(X_B) = (-X_A \cdot 5a) + (-2F \cdot 3a) + (\pm X_B \cdot 0) = 0$

1 в

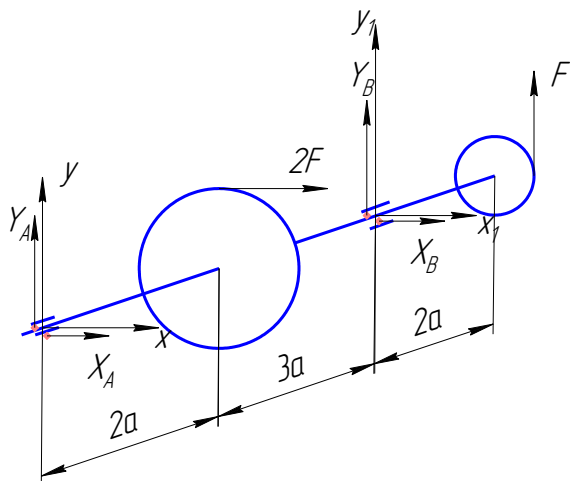
2 а

3 б

4 а

5 а

$$\text{в) } \sum M_x(F_i) = M_x(Y_A) + M_x(Y_B) + M_x(F) = (\pm Y_A \cdot 0) + (-Y_B \cdot 5a) + (-F \cdot 7a) = 0$$



#### Тема 1.4 Центр тяжести

1 Центром параллельных сил называют?

- а) точку, в которой приложена одна из заданных сил системы
- б) точку, в которой приложена равнодействующая всех сил системы
- в) точку, в которой приложена две и более заданные силы системы

2 Что такое центр тяжести тела?

- а) любая точка тела, обладающая массой;
- б) две точки тела, на которые его можно опереть;
- в) точку, в которой приложена равнодействующая сил тяжести всех частиц тела;

3 Формула для определения координаты центра тяжести по оси  $x_c$  для тонкой пластины, разделенной на простые площади  $+S_1$  и  $-S_2$ ?

$$\text{а) } x_c = \frac{\sum x_i \cdot (\pm S_i)}{\sum \pm S_i} = \frac{x_1 \cdot S_1 + x_2 \cdot (-S_2)}{S_1 + (-S_2)}$$

$$\text{б) } x_c = \frac{\sum \pm S_i}{\sum x_i \cdot (\pm S_i)} = \frac{S_1 + (-S_2)}{x_1 \cdot S_1 + x_2 \cdot (-S_2)}$$

$$\text{в) } x_c = \left( \sum x_i \cdot (\pm S_i) \right) \cdot \left( \sum \pm S_i \right) = (x_1 \cdot S_1 + x_2 \cdot (-S_2)) \cdot (S_1 + (-S_2))$$

4. На какие простые фигуры разбивают сложные сечения?

- а) Квадрат, окружность, трапеция
- б) Треугольник, овал, трапеция
- в) Прямоугольник, круговой сектор, треугольник

5 Укажите правильные названия трех способов определения координат центров тяжести сечений

- а) симметрия, разбиение, дополнение (вычитание)
- б) умножение, деление, дополнение (вычитание)
- в) симметрия, умножение, деление

#### Тема 1.5 Кинематика

Тест 1 Определения кинематики

1 Кинематика - раздел механики, в котором изучают .....

- а) равновесие точек и тел; б) силы, вызывающие движение точек и тел; в) движение точек и тел без учета действующих сил

2 Одноморская миля равна

- а) 1602 м; б) 1852 м; в) 2002 м

3 Скорость хода в 1 один узел равна

- а) 1 км/ч; б) 1 миля/ч; в) 1 м/с

4) Равноускоренное движение, это когда ...

1б  
2в  
3а  
4в  
5а

1в  
2б  
3б  
4б  
5а  
6в  
7в  
8а

1 б)  
2 а) нет,  
б) да, в)

а) путь $S$ равномерно растет через равный промежуток времени $t$ ;	да, г)
б) скорость $v$ равномерно растет через равный промежуток времени $t$ ;	нет
в) касательное ускорение $a_t$ равномерно растет через равный промежуток времени $t$ .	3 б
5) Центростремительное ускорение $a_n = v^2/r \dots$	4 а
а) меняет вектор скорости по направлению	5 а
б) меняет вектор скорости по величине	1б
в) не влияет на вектор скорости	2а
6) При равнозамедленном движении путь $S$ , пройденный точкой за время $t$ определяют по уравнению	3б
а) $s = v \cdot t$ ; б) $s = v_0 \cdot t + a_t \cdot t^2 / 2$ ; в) $s = v_0 \cdot t - a_t \cdot t^2 / 2$	4б
7) При неравномерном движении справедливо равенство	5в
а) $s = v' = a_t''$ ; б) $v = a_t' = s''$ ; в) $a_t = v' = s''$	6а
8) Принято считать, что если радиус кривизны траектории равен $r = \infty$ , то ...	
а) Движение точки прямолинейное $a_n = 0$	
б) Движение точки криволинейное $a_n > 0$	
в) Движение точки равномерно $a_n \neq 0$	
<b>Тест 2 Простейшие движения твердого тела</b>	
1 Решаются две задачи	
1) Рассчитывается маневр стыковки двух космических кораблей.	
2) Рассчитывается период обращения космических кораблей вокруг Земли.	
В каком случае космические корабли можно рассматривать как материальные точки?	
а) только в первом случае; б) только во втором случае; в) в обоих случаях; г) ни в первом, ни во втором случаях	
2 В каких из перечисленных случаев можно считать тела материальными точками, а в каких - нельзя?	
а) На станке изготавливают спортивный диск (Да/Нет)	
б) Тот же диск после броска спортсмена летит на расстояние 55 м (Да/Нет)	
в) Конькобежец проходит дистанцию соревнования (Да/Нет)	
г) Фигурист выполняет упражнения произвольной программы (Да/Нет)	
3 Передаточное число механической передачи, состоящей из двух колес, вращающихся с угловыми скоростями $\omega_1$ и $\omega_2$ , определяется по уравнению	
а) $u = \omega_2 / \omega_1$ ; б) $u = \omega_1 / \omega_2$ ; в) $u = \omega_2 \cdot \omega_1$ ;	
4 Передаточное число механической передачи состоящей из двух вращающихся колес с диаметрами $d_1$ и $d_2$ числами зубьев $z_1$ и $z_2$ , определяется по уравнению	
а) $u = d_2 / d_1 = z_2 / z_1$ ; б) $u = d_1 / d_2 = z_2 / z_1$ ; в) $u = d_1 / d_2 = z_1 / z_2$	
5 Общее передаточное число механизма, состоящего из двух и более механических передач, передаточные числа которых равны $u_1$ , $u_2$ и т.д., равно	
а) $u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2$ ; б) $u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2 / (u_1 + u_2)$ ; в) $u_{\text{общ}} = u_1 + u_2$	
<b>Тест 3 Сложное движение точки и плоскопараллельное движение тела</b>	
1 сложным движением точки называют такое ее движение, когда:	
а) ее относительная скорость движения складывается из абсолютной и переносной скоростей	
б) ее абсолютная скорость движения складывается из относительной и переносной скоростей;	
в) ее переносная скорость движения складывается из относительной и абсолютной скоростей	
2 По рельсам кран-балки движется тележка с лебедкой, которая, в свою очередь поднимает деталь. Какое движение детали является относительным, какое переносным и какое — абсолютным?	
а) переносное – вместе с тележкой, относительное - на лебедке, абсолютное - по рельсам кран-балки	

<p>б) абсолютное – вместе с тележкой, относительное - на лебедке, переносное - по рельсам кран-балки  в) переносное – вместе с тележкой, абсолютное - на лебедке, относительное - по рельсам кран-балки  3 Если все точки тела, совершая сложное движение, остаются в одной и той же пространственной плоскости, то такое движение тела называется:  а) неравномерным б) плоскопараллельным в) равнопеременным  4 Какую точку для тела, двигающегося плоскопараллельно, называют мгновенным центром скоростей?  а) Точка, абсолютная скорость которой не равняется нулю  б) Точка, абсолютная скорость которой равняется нулю;  в) Точка, абсолютная скорость которой наибольшая  5 Положение мгновенного центра скоростей можно определить?  а) по значению абсолютного ускорения точки и угловой скорости тела  б) по значению ускорения точки и абсолютной скорости тела  в) по значению абсолютной скорости точки тела и угловой скорости тела;  6 абсолютную скорость точки тела, находящегося в плоскопараллельном движении, можно определить  а) сложив скорости поступательного и вращательного движений  б) умножив скорости поступательного и вращательного движений  в) вычитанием скорости поступательного из скорости вращательного движений</p>	
<p>Тема 1.6 Динамика  1 Что изучает динамика?  а) Изучаются зависимости между движением механических тел и действующими на них силами.  б) Изучается движение тел лишь с геометрической стороны, вне зависимости от действующих на эти тела сил.  в) Изучаются условия равновесия твёрдых тел.  2 Какова зависимость между силой тяжести тела <math>G</math> и его массой <math>m</math>?  А) <math>m=Gg</math>; б) <math>m=G/g</math>; в) <math>m=g/G</math>  3 Массой материальной точки называют?  а) Равнодействующая сил приложенных к точке  б) Величина, характеризующая быстроту совершения работы  в) Меру инертности материальной точки  4 Какое изменение произошло в движении речного трамвая, если пассажиры вдруг отклонились вправо?  а) Трамвай повернул налево; б) Трамвай повернул направо ;  в) Трамвай ускорился ; г) Трамвай притормозил  5 Мяч, спокойно лежавший на столе вагона при равнопеременном движении поезда, покотился по направлению движения поезда. Какое изменение произошло в движении поезда?  а) Ускорился; б) Притормозил; в) Повернул влево; г) Повернул вправо  6 Говорят, что молоток можно насадить на рукоятку, если рукоятку ударить о твердую поверхность. Верно ли это утверждение?  а) Нет, так насадить молоток на рукоятку невозможно;  б) Да, это очень хороший способ  в) Нет, нужен еще один молоток</p>	<p>1а  2б  3в  4а  5б  6б</p>
<p>Тема 1.7 Работа и мощность. Общие теоремы динамики  Тест 1 Работа и мощность  1 Укажите формулу полезной мощности при поступательном движении тела  а) <math>P = T \cdot \omega</math>; б) <math>P = F \cdot v</math>; в) <math>P = F \cdot S</math>  2 Как определяется работа постоянной силы на прямолинейном участке пути</p>	<p>1б  2в  3а  4б  5а  6в  7б</p>

a) $A=F/S$ ; б) $A=F \cdot V$ ; в) $A=F \cdot S \cdot \cos(\alpha)$	8а
3 Какими единицами измеряется работа в международной системе (СИ) и в технической системе (МКГСС) ?	9б 10а
А) Вт (ватт) и кгс·м (килограмм-сила на метр ); б) Дж (джоуль) и кгс·м(килограмм-сила на метр); в) Н(ньютон) и кгс·м (килограмм-сила на метр)	11а 12б
4 Если на тело действуют несколько сил, то каким образом можно найти их общую работу?	1а 2в
а) $A=F_1 \cdot F_2 \cdot S$ ; б) $A=(F_1+F_2) \cdot S$ в) $A=(F_1+F_2)/S$	3б
5 Тело движется под действием уравновешенной системы сил $F_1$ и $F_2$ . Чему равна работа этих сил?	4б 5в
а) $A=(F_1-F_2) \cdot S=0$ ; б) $A=(F_1+F_2) \cdot S \neq 0$ в) $A=(F_1-F_2) \cdot S \neq 0$	6в
6 Вагонетка весом $G=5$ кН катится равномерно по горизонтальным рельсам и проходит расстояние $S=2$ м. Чему равна работа силы тяжести?	7а 8б
а) $A=G \cdot S=5 \cdot 2 =10$ Дж; б) $A=G/S=5/2 =2,5$ Дж; в) $A=G \cdot h=5 \cdot 0=0$	9б
7 Что такое мощность и в каких единицах она измеряется в Международной системе (СИ) и в Технической (МКГСС)?	10б 11в
а) количество времени $t$ , затраченное в единицу работы $A$ , измеряют в Вт (ваттах) и л.с. (лошадиных силах);	
б) количество работы $A$ , затраченное в единицу времени $t$ , измеряют в Вт (ваттах) и л.с. (лошадиных силах);	
в) количество работы $A$ , затраченное в единицу времени $t$ , измеряют в Дж (джоулях) и Н (ньютонках).	
8 Который из двух двигателей мощней: двигатель мощностью в 8,5 кВт или 11 л. с.?	
а) 1 л.с.=0,736 кВт, поэтому первый мощнее второго	
б) 1 л.с.=1,36 кВт, поэтому второй мощнее первого	
в) 1 л.с.=1 кВт, поэтому первый мощнее второго	
9 Что такое механический коэффициент полезного действия?	
а) Отношение общей работы к полезной $\eta=A/A^П$ ;	
б) Отношение полезной работы к общей $\eta=A^П/A$ ;	
в) Отношение работы потерь к общей $\eta=A^П/A$ .	
10 Что такое вращающий момент $T$ ?	
а) произведение окружной $F_t$ силы на радиус окружности $R(T=F_t \cdot R)$	
б) отношение окружной $F_t$ силы к радиусу окружности $R(T=F_t/R)$ ;	
в) сумма окружной $F_t$ силы и радиуса окружности $R(T=F_t+R)$ .	
11 Как вычисляется мощность при вращательном движении тела?	
а) $P=T \cdot \omega$ ; б) $P=T/\omega$ ; в) $P=T+\omega$	
12 Что произойдет с вращающим моментом, если при неизменной мощности угловую скорость уменьшить, в пять раз?	
а) Уменьшиться в 5 раз ;	
б) Увеличиться в 5 раз;	
в) ничего не произойдет.	
<b>Тест 2 Общие теоремы динамики</b>	
1 какова единица измерения импульса силы в Международной системе (СИ)?	
а) Н·с; б) Н·м в) Н·м/с	
2 в каких единицах измеряется количество движения в Международной системе (СИ)?	
а) Н·м/с; б) кг·м в) кг·м/с	
3 Формула закон количества движения.	
а) $mv+mv_0=(\pm F_1 \pm F_2 \pm \dots)/t$ ; б) $mv-mv_0=(\pm F_1 \pm F_2 \pm \dots) \cdot t$ ;	
в) $mv-mv_0=(\pm F_1 \pm F_2 \pm \dots)/t$	
4 какова единица измерения кинетической энергии материальной точки в Международной системе (СИ) ?	
а) Н·с; б) Дж в) Н·м/с	

5 Объясните смысл следующего равенства  $\frac{m \cdot v^2}{2} - \frac{m \cdot v_0^2}{2} = (\pm F_1 \pm F_2 + \dots) \cdot S$

- а) Теорема об изменении импульса при поступательном движении тела;  
 б) Теорема об изменении импульса при вращательном движении тела;  
 в) Теорема об изменении кинетической энергии при поступательном движении тела  
 г) Теорема об изменении кинетической энергии при вращательном движении тела

6 Напишите уравнение, выражающее основной закон динамики поступательно движущегося тела.

- а)  $m \cdot a = \pm F_1 \pm F_2 \pm \dots$ ; б)  $I \cdot \varepsilon = \pm T_1 \pm T_2 \pm \dots$ ; в)  $m \cdot a = \pm F_1 \pm F_2 \pm \dots$

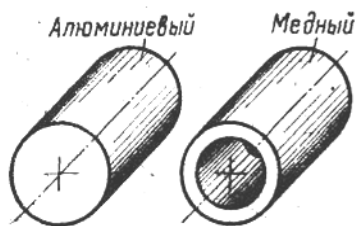
7 Напишите уравнение основного закона динамики вращающегося тела

- а)  $I \cdot \varepsilon = \pm T_1 \pm T_2 \pm \dots$ ; б)  $m \cdot a = \pm F_1 \pm F_2 \pm \dots$ ; в)  $I \cdot \varepsilon = \pm T_1 \pm T_2 \pm \dots$

8 Момент инерции сплошного диска для его центральной оси равен?

- а)  $I = m \cdot R^2$ ; б)  $I = m \cdot R^2 \cdot 0,5$ ; в)  $I = m \cdot R^2 \cdot 0,25$

9 Алюминиевый сплошной цилиндр и медный полый (рисунок) имеют одинаковые массы и размеры, (длину и наружный диаметр). У которого из этих цилиндров момент инерции больше (для продольной оси вращения)?

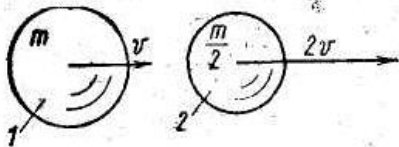


- а) у алюминиевого; б) у медного; в) одинаков у обоих

10 Как определяется величина кинетической энергии вращающегося тела?

- а)  $E_k = m \cdot v^2 / 2$ ; б)  $E_k = I \cdot \omega^2 / 2$ ; в)  $E_k = m \cdot g \cdot h$

11 Одинаковы ли величины кинетических энергий шариков на рисунке?



- а) Одинаковы  $E_k = m \cdot v^2 / 2$ ; б) Не одинаковы  $E_{k1} > E_{k2}$ ; в) Не одинаковы  $E_{k1} < E_{k2}$

## Раздел 2 Сопротивление материалов

### Тема 2.1 Основные положения

#### Тест 1 Основные положения сопротивления материалов

##### 1 Задачи сопротивления материалов

- а) проверочные, проектные и эксплуатационные расчеты элементов конструкций  
 б) расчет элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость  
 в) проверочные, проектные и эксплуатационный расчеты элементов конструкций, а также их расчет на прочность, жесткость и устойчивость

##### 2 Допущения, принимаемые в сопротивлении материалов

- а) принцип начальных размеров, линейности деформаций, суперпозиции;  
 б) учет конечных размеров, нелинейности деформаций, взаимозависимости сил;  
 в) принцип неоднородности, несплошности и неодинаковости механических свойств материала

##### 3 Что называется прочностью, жесткостью и устойчивостью детали?

- а) Прочность – изменение формы. Жесткость – отсутствие пластических деформаций либо разрушения детали. Устойчивость – прямолинейность продольной оси детали.  
 б) Прочность – сопротивляемость детали пластической деформации либо разрушению. Жесткость – сопротивляемость изменению формы и размеров. Устойчивость – способность продольной оси детали оставаться прямолинейной.  
 в) Прочность – однородность и изотропность материала. Жесткость – непрерывность

1 в  
 2 а  
 3 б  
 4 а  
 5 в  
 6 б

1 б  
 2 в  
 3 б  
 4 б  
 5 б

<p>строения материала. Устойчивость – линейная зависимость между нагрузками.</p> <p>4 Что называют деформацией детали?</p> <p>а) Изменение формы и размеров детали  б) Только изменение формы;  в) Разрушение детали;</p> <p>5 Физическая сущность процесса деформации материала</p> <p>а) только изменение агрегатного состояния материала  б) Только изменение формы  в) Изменение силового взаимодействия между атомами кристаллической решетки</p> <p>6 Этапы деформации материала</p> <p>а) от пластической к упругой;  б) от упругой к пластической ;  в) от хрупкопластичной к предельной.</p> <p>Тест 2 Внутренние силовые факторы</p> <p>1 Что такое внутренние силовые факторы и сколько их может возникнуть в поперечном сечении бруса</p> <p>а) Это величина напряжения, превышение которой ведет к разрушению или пластической деформации материала. Всего три фактора  б) Это внутренние силы упругости, равные сумме внешних сил и моментов, действующих на рассматриваемый участок бруса. Всего шесть внутренних силовых факторов.  в) Это отношение величины внутренних сил упругости к величине площади рассматриваемого сечения. Всего два фактора.</p> <p>2 Какова цель применения метода сечений?</p> <p>а) Провести расчет на прочность, жесткость и устойчивость бруса  б) Определение внутренних упругости, т.е сил взаимодействия между атомами кристаллической решетки.  в) В произвольном участке бруса определить вид деформации, в зависимости от найденной величины внутренних силовых факторов</p> <p>3 Чему равна величина полного напряжения в данной точке сечения?</p> <p>а) Величина силового взаимодействия между атомами кристаллической решетки  б) Это отношение величины внутренних сил упругости к величине площади рассматриваемого сечения.  в) Это такая величина напряжения, превысив которую упругая деформация материала перейдет в пластическую</p> <p>4 С какими внутренними силовыми факторами связано возникновение в поперечном сечении бруса нормальных <math>\sigma</math> напряжений?</p> <p>а) продольная сила <math>N_z</math> и поперечная сила <math>Q_z</math>  б) продольная сила <math>N_z</math> и изгибающий момент <math>M_x</math> или <math>M_y</math>  в) изгибающий момент <math>M_x</math> или <math>M_y</math> и крутящий момент <math>M_z</math></p> <p>5 С какими внутренними силовыми факторами связано возникновение в поперечном сечении бруса касательных напряжений <math>\tau</math>?</p> <p>а) продольная сила <math>N_z</math> и поперечная сила <math>Q_z</math>  б) поперечная сила <math>Q_y</math> или <math>Q_x</math> и крутящий момент <math>M_z</math>  в) изгибающий момент <math>M_x</math> или <math>M_y</math> и крутящий момент <math>M_z</math></p>	
<p>Тема 2.2 Растяжение и сжатие</p> <p>1 Как нужно нагрузить прямой брус, чтобы он работал только на растяжение (сжатие)?</p> <p>А) приложить к брусу силы, направленные вдоль его продольной оси  Б) приложить к брусу силы, направленные перпендикулярно его продольной оси  В) приложить к поперечному сечению бруса две равные, противоположно направленные и не лежащие на одной прямой параллельные силы</p> <p>2 Чему равна продольная деформация бруса при растяжении (сжатии)?</p>	<p>1а  2а  3б  4б  5в  6а  7б  8б</p>



<p>А) отношению абсолютного изменения длины бруса <math>\Delta l</math> к его первоначальной длине <math>l_0</math></p> <p>Б) отношению коэффициента Пуассона <math>\mu</math> к поперечной деформации <math>\varepsilon'</math></p> <p>В) отношению абсолютного изменения размеров поперечного сечения <math>\Delta a</math> к первоначальному размеру <math>a_0</math></p> <p>3 Что такое внутренние силовые факторы?</p> <p>А) Это внутренние силы упругости, возникающие в продольном сечении бруса, которые должны быть определены до применения к брусу метода сечений (РОЗУ)</p> <p>Б) Это внутренние силы упругости, возникающие в поперечном сечении бруса. Определяют в результате применения к брусу метода сечений (РОЗУ)</p> <p>В) Это отношение величины внутренних сил упругости к величине площади рассматриваемого сечения</p> <p>4 Каков физический смысл модуля продольной упругости <math>E</math>?</p> <p>А) характеризует прочность данного материала</p> <p>Б) характеризует жесткость данного материала при упругой деформации</p> <p>В) характеризует твердость данного материала</p> <p>5 На основании какой формулы определяют удлинение (укорочение) участка бруса?</p> <p>А) на основании формулы допускаемого коэффициента запаса прочности <math>[n]=\sigma_{\text{пред}}/[\sigma]</math></p> <p>Б) на основании формулы напряжения <math>\sigma=N_z/A</math></p> <p>В) на основании формулы напряжения <math>\sigma=E\cdot\varepsilon</math></p> <p>6 Какое напряжение является предельным для хрупких материалов?</p> <p>А) предел прочности</p> <p>Б) условный предел текучести</p> <p>В) предел пропорциональности</p> <p>7 Что такое фактический коэффициент запаса прочности <math>n</math>?</p> <p>А) отношение предельного напряжения к наименьшему расчетному</p> <p>Б) отношение предельного напряжения к наибольшему расчетному</p> <p>В) отношение наибольшего расчетного к предельному</p> <p>8 Как записывается условие прочности бруса при растяжении для расчетного напряжения <math>\sigma</math>?</p> <p>А) <math>\sigma &gt; [\sigma]</math>; Б) <math>\sigma \leq [\sigma]</math>; В) <math>\sigma \leq \sigma_{\text{пред}}</math></p> <p>9 Укажите правильную запись проектного расчета бруса при растяжении (сжатии)</p> <p>А) <math>A \leq N_z/[\sigma]</math>; Б) <math>A \geq N_z/[\sigma]</math>; В) <math>F \geq A \cdot [\sigma]</math></p> <p>10 Что называют эпюрой продольных сил?</p> <p>А) График, показывающий последовательность приложения активных сил по длине балки</p> <p>Б) График, показывающий характер изменения величины продольной силы по высоте поперечного сечения балки</p> <p>В) График, показывающий характер изменения величины продольной силы по длине балки</p>	<p>96 10в</p>
<p>Тема 2.3 Срез и смятие</p> <p>1 При деформации сдвига внутренним силовым фактором является:</p> <p>А) продольная сила; Б) поперечная сила; В) сдвигающий момент</p> <p>2 При деформации сдвига продольные слои бруса:</p> <p>А) винтообразно скручиваются; Б) удлиняются; В) смещаются в плоскости поперечного сечения балки</p> <p>3 Нагруженность материала при сдвиге определяется:</p> <p>А) касательным напряжением <math>\tau</math>; Б) нормальным напряжением <math>\sigma</math>; В) касательным <math>\tau</math> и нормальным <math>\sigma</math> напряжениями</p> <p>4 Укажите правильные единицы измерения величин <math>\tau</math>, <math>Q_y</math> и <math>A</math> в формуле <math>\tau = \frac{Q_y}{A}</math>:</p> <p>А) <math>\tau - [МПа]</math>, <math>Q_y - [Н]</math>, <math>A - [мм^2]</math>; Б) <math>\tau - [МПа]</math>, <math>Q_y - [кН]</math>, <math>A - [см^2]</math>; В) <math>\tau - [Па]</math>, <math>Q_y - [Н]</math>, <math>A - [мм^2]</math></p>	<p>1 Б 2 В 3 А 4 А 5 Б 6 В 7 Б 8 В 9 А 10 Б 11 А 12 А 13 В</p>

5 Расчетное касательное напряжения вычисляются по формуле:	14 А
А) $\sigma = \varepsilon \cdot E$ ; Б) $\tau = \frac{Q_y}{A}$ ; В) $\tau = \gamma \cdot G$	15 В
6 Укажите правильную запись закона Гука при сдвиге:	16 А
А) $\sigma = \varepsilon \cdot E$ ; Б) $\tau = \frac{Q_y}{A}$ ; В) $\tau = \gamma \cdot G$	17 А
7 Величину $G$ в формуле Гука для деформации сдвига называют:	18 Б
А) модуль упругости первого рода; Б) модуль упругости второго рода; В) модуль упругости третьего рода	
8 Результатом разрушения при сдвиге является:	
А) срез и растяжение; Б) растяжение и смятие; В) срез и смятие	
9 Смятием называют:	
А) пластическая деформация сжатия контактирующих поверхностей; Б) упругая деформация сжатия контактирующих поверхностей; В) срез контактирующих поверхностей	
10 Детали машин и соединения, которые рассчитывают на срез и смятие:	
А) сварочный шов в сварном соединении; Б) шпоночные и заклепочные соединения; В) клеевые и паяные соединения	
11 Шов сварочного соединения рассчитывают на:	
А) срез; Б) смятие; В) растяжение и сжатие	
12 Связь между допустимым касательным $[\tau]$ и допустимым нормальным $[\sigma]$ напряжениями такова:	
А) $[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma]$ ; Б) $[\tau] = 1,6 \cdot [\sigma]$ ; В) $[\tau] = 2,6 \cdot [\sigma]$	
13 Образующая линия наиболее уязвимого сечения в поперечном сечении сварочного шва является:	
А) медианой прямоугольного треугольника; Б) биссектрисой прямоугольного треугольника; В) высотой прямоугольного треугольника	
14 Условие прочности деталей и соединений на срез:	
А) $\tau \leq [\tau]$ ; Б) $\tau \geq [\tau]$ ; В) $\sigma \leq [\sigma]$	
15 Условие прочности деталей и соединений на смятие:	
А) $\tau \leq [\tau]$ ; Б) $\tau \geq [\tau]$ ; В) $\sigma \leq [\sigma]$	
16 Формула Гука для деформации сдвига является исходной в теории проектирования:	
А) пружин; Б) болтов; В) сварочных соединений	
17 За площадку среза при проектном расчете заклепочного соединения принимают	
А) поперечное сечение заклепки; Б) наибольшее продольное сечение заклепки; в) наружную контактирующую поверхность заклепки	
18 За площадку смятия при проектном расчете заклепочного соединения принимают:	
А) поперечное сечение заклепки; Б) наибольшее продольное сечение заклепки; в) наружную контактирующую поверхность заклепки	

Тема 2.4 Кручение	1	в
1 Какой величиной характеризуется величина деформации сдвига?	2	а
а) $\varepsilon$ ; б) $\gamma$ ; в) $\varphi$	3	в
2 Как определяются напряжения в поперечном сечении бруса при чистом сдвиге?	4	а
а) $\tau = \gamma \cdot G$ ; б) $\sigma = \varepsilon \cdot E$ ; в) $\tau = Q/A$	5	а
3 Укажите закон Гука для сдвига.	6	в
а) $\tau = \gamma \cdot G$ ; б) $\sigma = \varepsilon \cdot E$ ; в) $\tau = Q/A$	7	б
4 Каков физический смысл модуля сдвига $G$ ?	8	а
а) Характеризует сопротивляемость материала деформации при сдвиге	9	в
б) Характеризует прочность материала при сдвиге	10	б
в) Характеризует выносливость материала при сдвиге	11	б
5 Как нужно нагрузить брус, чтобы он работал только на кручение?	12	б
а) Приложить две, равные по модулю силы в разных сечениях	13	а
б) Приложить только изгибающие моменты	14	а
в) Приложить только вращающие моменты	15	а
6 Каким образом определить в любом поперечном сечении бруса величину крутящего момента?	16	б
а) $M_z = \sum \pm T_i$ ; б) $M_z = \sum \pm F_i \cdot l_i$ ; в) $M_z = \sum \pm F_i$	17	в
7 Сформулируйте правило знаков при определении величины крутящего момента.	18	б
а) «+»-если вращающий момент направлен против часовой стрелки. «-» - в ином случае		
б) «+»-если вращающий момент направлен по часовой стрелки. «-» - в ином случае		
8 В какой точке поперечного сечения бруса при кручении касательные напряжения максимальны?		
а) в точках, наиболее отдаленных от центра тяжести поперечного сечения		
б) в точках, наиболее приближенных к центру тяжести		
в) в центре тяжести поперечного сечения		
9 По какому закону распределяются напряжения в поперечном сечении круглого бруса при кручении?		
а) касательные напряжения постоянны по всей высоте поперечного сечения		
б) касательные напряжения изменяются по закону квадратичной параболы по всей высоте поперечного сечения		
в) касательные напряжения изменяются по линейному закону по всей высоте поперечного сечения		
10 Какой величиной характеризуется деформация при кручении?		
а) $\varepsilon$ ; б) $\gamma$ ; в) $\varphi$		
11 По какой формуле определяются величина относительного угла закручивания при кручении?		
а) $\dots = M_z \cdot l / (G \cdot I_p)$ ; б) $\dots = M_z \cdot l / (G \cdot I_p)$ ; в) $\dots = M_z \cdot l / (W_p)$		
12 По какой формуле определяется величина абсолютного угла закручивания при кручении		
а) $\dots = M_z \cdot l / (G \cdot I_p)$ ; б) $\dots = M_z \cdot l / (G \cdot I_p)$ ; в) $\dots = M_z \cdot l / (W_p)$		
13 Что такое полярный момент инерции поперечного сечения бруса?		
а) характеризует сопротивляемость поперечного сечения бруса повороту вокруг продольной оси		
б) характеризует сопротивляемость поперечного сечения повороту вокруг поперечной оси бруса		
в) характеризует сопротивляемость поперечного сечения бруса разрушению		
14 По какой формулам определяется полярный момент инерции круга ?		
а) $I_p = \pi \cdot d^3 / 16$ ; б) $I_p = \pi \cdot d^4 / 32$ ; в) $I_p = \pi \cdot d^4 / 16$		
15 Что такое полярный момент сопротивления?		
а) характеризует сопротивляемость поперечного сечения бруса повороту вокруг продольной оси		
б) характеризует сопротивляемость поперечного сечения повороту вокруг		

<p>поперечной оси бруса            в) характеризует сопротивляемость поперечного сечения бруса разрушению            16 Как определяется полярный момент сопротивления для круга?            а) <math>W_P = \pi \cdot d^3 / 16</math>; б) <math>W_P = \pi \cdot d^4 / 32</math>; в) <math>W_P = \pi \cdot d^4 / 16</math>            17 По какой формуле определяется наибольшее касательное напряжение?            а) <math>\tau_{MAX} = M_z / (W_P)</math>; б) <math>\tau_{MAX} = M_z \cdot l / (G \cdot I_P)</math>; в) <math>\tau_{MAX} = M_z / (I_P)</math>            18 Запишите математическое выражение условия жесткости при кручении.            а) <math>\tau_{MAX} \leq [\tau]</math>; б) <math>\varphi_0 \leq [\varphi_0]</math>; в) <math>\varphi_0 \geq [\varphi_0]</math>            19 Запишите математическое выражение условия прочности при кручении?            а) <math>\tau_{MAX} \leq [\tau]</math>; б) <math>\varphi_0 \leq [\varphi_0]</math>; в) <math>\varphi_0 \geq [\varphi_0]</math>            20 Какие виды расчета можно производить из условий расчета на прочность и на жесткость?            а) предварительный и уточненный            б) проектный, проверочный и определение допускаемой нагрузки            в) только проверочный, по допускаемой нагрузке</p>	
<p>Тема 2.5 Геометрические характеристики плоских сечений            1 Укажите правильные единицы измерения ГХС:            а) <math>A</math> – [длина<sup>2</sup>], <math>S</math> – [длина<sup>2</sup>], <math>I</math> – [длина<sup>3</sup>], <math>W</math> – [длина<sup>3</sup>];            б) <math>A</math> – [длина<sup>2</sup>], <math>S</math> – [длина<sup>3</sup>], <math>I</math> – [длина<sup>3</sup>], <math>W</math> – [длина<sup>3</sup>];            в) <math>A</math> – [длина<sup>2</sup>], <math>S</math> – [длина<sup>3</sup>], <math>I</math> – [длина<sup>4</sup>], <math>W</math> – [длина<sup>3</sup>];            2 Укажите правильное название ГХС:            а) <math>A</math> – площадь, <math>S</math> – статический момент сечения, <math>I</math> – момент инерции, <math>W</math> – момент сопротивления;            б) <math>A</math> – площадь, <math>S</math> – статический момент сечения, <math>I</math> – момент сопротивления, <math>W</math> – момент инерции;            в) <math>A</math> – статический момент сечения, <math>S</math> – площадь, <math>I</math> – момент сопротивления, <math>W</math> – момент инерции;            3 Что характеризует величина <math>I</math>:            а) сопротивляемость площади поперечного сечения балки наибольшему механическому напряжению;            б) сопротивляемость площади поперечного сечения балки повороту вокруг оси;            в) геометрическую «массу» поперечного сечения при изгибе или кручении балки            4 Что характеризует величина <math>W</math>:            а) сопротивляемость площади поперечного сечения балки наибольшему механическому напряжению;            б) сопротивляемость площади поперечного сечения балки повороту вокруг оси;            в) геометрическую «массу» поперечного сечения при изгибе или кручении балки            5 Как записывается связь между осевыми (<math>I_X</math> и <math>I_Y</math>) и полярным (<math>I_P</math>) моментами инерции:            а) <math>I_X + I_Y = I_P</math>                      б) <math>I_X \cdot I_Y = I_P</math>                      в) <math>I_X - I_Y = I_P</math>            6 Какие из формул записаны верно:            а) <math>S_X + S_Y = S_P</math>                      б) <math>W_X + W_Y = W_P</math>                      в) <math>I_X + I_Y = I_P</math></p>	
<p>7 Момент инерции относительно нецентральной и центральной оси связаны между собой так:            а) <math>I_{нецент} = I_{цент} - l^2 \cdot A</math>                      б) <math>I_{нецент} = I_{цент} + l^2 \cdot A</math>                      в) <math>I_{нецент} = I_{цент} + I \cdot A^2</math>            8 Для многофигурного сечения, состоящего из трех простых, момент инерции равен:            а) <math>I_{нецент} = I_{нецент}^I + I_{нецент}^{II} + I_{нецент}^{III}</math>; б) <math>I_{нецент} = I_{нецент}^I \cdot I_{нецент}^{II} \cdot I_{нецент}^{III}</math>; в)  <math display="block">I_{нецент} = \frac{I_{нецент}^I + I_{нецент}^{II} + I_{нецент}^{III}}{I_{нецент}^I \cdot I_{нецент}^{II} \cdot I_{нецент}^{III}};</math>            9 Какая из формул для определения момента сопротивления справедлива:</p>	<p>1 б            2 в            3 а            4 а            5 в            6 а            7 б            8 а            9 в            10 в</p>

$W = \frac{S}{l_{\max}} ;$	$\text{б) } W = I \cdot l_{\max} ;$	$\text{в) } W = \frac{I}{l_{\max}}$	11	а
а) 10 Когда ось называют центральной:			12	б
а) когда она расположена ближе к центру тяжести площади сечения;			13	а
б) когда она проходит через центр тяжести площади сечения;			14	б
в) когда она расположена вне площади сечения			15	в
11 Когда ось многофигурной площади называют главной:			16	а
а) когда она проходит через центр тяжести хотя бы одной простой фигуры;			17	а
б) когда относительно нее момент инерции или максимален (например $I_X = I_{\max}$ или $I_Y = I_{\max}$ ) или минимален (например $I_X = I_{\min}$ или $I_Y = I_{\min}$ );			18	б
в) когда она проходит через центры тяжести всех простых фигур			19	а
12 Величины $I_P$ и $W_P$ называют:			20	б
а) осевой момент инерции и момент сопротивления;				
б) полярный момент инерции и момент сопротивления;				
в) центробежный момент инерции и момент сопротивления;				
13 Величины $I_X$ и $W_X$ называют:				
а) осевой момент инерции и момент сопротивления;				
б) полярный момент инерции и момент сопротивления;				
в) центробежный момент инерции и момент сопротивления;				
14 Осевой момент инерции для площади круга относительно любой центральной оси равен:				
а) $I_X = I_Y = \frac{\pi \cdot d^4}{64} ;$	б) $I_X = I_Y = \frac{\pi \cdot d^3}{32} ;$	в) $I_X = I_Y = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$		
15 Чему равны осевые моменты инерции для двутавра с размерами полки $b$ и высотой $h$ для главных осей (осей симметрии):				
а) $I_X$ и $I_Y$ берут из справочных таблиц; б) $I_X = \frac{b \cdot h^3}{12}$ и $I_Y = \frac{h \cdot b^3}{12} ;$ в) $I_X = \frac{b \cdot h^2}{6}$ и $I_Y = \frac{h \cdot b^2}{6}$				
16 Чему равны моменты инерции для площади прямоугольной формы шириной $b$ и высотой $h$ для главных осей (осей симметрии):				
а) $I_X$ и $I_Y$ берут из справочных таблиц; б) $I_X = \frac{b \cdot h^3}{12}$ и $I_Y = \frac{h \cdot b^3}{12} ;$ в) $I_X = \frac{b \cdot h^2}{6}$ и $I_Y = \frac{h \cdot b^2}{6}$				
17 Чему равны моменты сопротивления для площади прямоугольной формы шириной $b$ и высотой $h$ для главных осей (осей симметрии):				
а) $W_X$ и $W_Y$ берут из справочных таблиц; б) $W_X = \frac{b \cdot h^3}{12}$ и $W_Y = \frac{h \cdot b^3}{12} ;$ в) $W_X = \frac{b \cdot h^2}{6}$ и $W_Y = \frac{h \cdot b^2}{6}$				
18 Чему равен полярный момент сопротивления для площади круга диаметром $d$ для главных осей (осей симметрии):				
а) $W_P$ берут из справочных таблиц; б) $W_P = \frac{\pi \cdot d^3}{16} ;$ в) $W_P = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$				
Тема 2.6 Изгиб			1	Е
Вопросы теста			2	И
1 Какой вид нагружения называется изгибом?			3	Б
2 Что такое балка?			4	М

3 Какие нагрузки вызывают плоский прямой изгиб стержня	5 Л
4 Какие типы опор применяются в технике для закрепления балок?	6 В
5 Какие типы статически определимых балок используются в технике?	7 Д
6 Какие внутренние силовые факторы возникают в поперечных сечениях балок?	8 А
7 Чему равна поперечная сила $Q_y'$ ?	9 О
8 Чему равен изгибающий момент $M_x'$ ?	10 Н
9 Какой изгиб называется чистым?	11 К
10 Когда имеет место поперечный изгиб?	12 Г
11 Для чего строятся эпюры поперечных сил и изгибающих моментов?	13 З
12 Как изменяются по высоте поперечного сечения балки нормальные напряжения при изгибе?	14 Ж
13 Какая величина называется моментом сопротивления сечения при изгибе и какова ее размерность?	15 С
14 Чему равен осевой момент сопротивления для балок прямоугольного и круглого сечений?	16 Ф
15 Как записывается условие прочности по нормальным напряжениям для балок из пластичных материалов?	17 Т
16 Как записываются условия прочности по нормальным напряжениям для балок из хрупких материалов?	18 П
17 Какие формы сечений являются рациональными для балок из пластичных материалов?	19 У
18 Почему для балок из хрупких материалов нецелесообразно применять сечения, симметричные относительно нейтральной оси?	20 Р
19 На каких допущениях базируется элементарная теория касательных напряжений при изгибе?	21 Х
20 В каких случаях необходима проверка по касательным напряжениям $\tau_{\max}$ ?	22 Ш
21 Правило выбора знаков относящееся к уравнению изгибающего момента	23 Ц
22 Правило выбора знаков относящееся к уравнению поперечной силы	24 Ч
23 Какие различают виды задач при расчетах балок на прочность?	
24 Табличным способом для двухопорных и консольных балок, часто встречаемых на практике можно определять...	
<p>Ответы теста</p> <p>А) Изгибающий момент <math>M_x</math> в произвольном сечении балки численно равен алгебраической сумме моментов относительно поперечной оси <math>x</math> сечения всех сил, расположенных по одну сторону от этого сечения.</p> <p>Б) Плоский прямой изгиб возникает при действии на стержень системы внешних сил, перпендикулярных к его оси и лежащих в одной главной плоскости</p> <p>В) В общем случае плоского прямого изгиба в поперечных сечениях балки возникают два внутренних силовых фактора: поперечная сила <math>Q_y</math> и изгибающий момент <math>M_x</math></p> <p>Г) Они распределяются по линейному закону <math>\sigma = (M_x / I_x) y</math> достигая максимума в точках, наиболее удаленных от нейтральной линии <math>\sigma_{\max} = (M_x / I_x) y_{\max}</math>.</p> <p>Д) Поперечная сила в произвольном сечении балки численно равна алгебраической сумме проекций на поперечную ось <math>y</math> всех внешних сил, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения.</p> <p>Е) Под изгибом понимается такой вид нагружения, при котором в поперечных сечениях стержня возникают изгибающие моменты</p> <p>Ж) Для балки прямоугольного сечения с основанием <math>b</math> и высотой <math>h</math>  <math>I_x = bh^3 / 12</math>, <math>y_{\max} = h / 2</math>, <math>W_x = bh^2 / 6</math>.</p> <p>Для балки круглого сечения диаметром <math>d</math>  <math>I_x = \pi d^4 / 64</math>, <math>y_{\max} = d / 2</math>, <math>W_x = \pi d^3 / 32 \approx 0,1 d^3</math></p>	
3) Величина, равная отношению осевого момента инерции к расстоянию наиболее	

удаленных точек сечения от нейтральной линии:  $W_x = I_x / y_{\max}$

Осевой момент сопротивления измеряется в  $\text{см}^3$  или  $\text{мм}^3$ .

И) Брус, внешне нагруженный изгибающими моментами и силами, перпендикулярными его продольной оси.

К) Для расчета балок на прочность необходимо знать, как изменяются поперечная сила и изгибающий момент по длине. С этой целью строятся их графики, называемые эпюрами поперечных сил и изгибающих моментов.

Л) В технике используются следующие типы балок:

а) консоль - балка, защемленная на одном конце и свободная на другом (примером служат столбы, мачты, кронштейны);

б) простая балка, шарнирно опертая по концам (примером служит ось автоприцепа);

в) одноконсольная- простая балка, у которой одна из опор установлена с отступом от конца (пример - продольная балка рамы автомобиля);

г) двухконсольная- простая балка, у которой обе опоры установлены с отступом от концов (пример - вагонная ось).

Свешивающиеся части балок называются консолями, расстояние между опорами - пролетом.

М) В технике применяются четыре типа опор: 1) цилиндрическая подвижная опора или каток (допускает вращение вокруг оси шарнира и поступательное перемещение); 2) цилиндрическая неподвижная опора (допускает только вращение вокруг оси шарнира); 3) защемляющая подвижная опора (допускает только поступательное перемещение); 4) защемляющая неподвижная опора или заделка (не допускает никаких перемещений).

Н) Если в поперечных сечениях балки, наряду с изгибающими моментами, возникают также и поперечные силы.

О) Если изгибающий момент в сечении балки является единственным силовым фактором.

П) Как известно, хрупкие материалы (например, чугун) на сжатие работают значительно лучше, чем на растяжение (для чугуна  $[\sigma_c] / [\sigma_p] = 3 \dots 5$ ). Поэтому для симметричных сечений материал в сжатой зоне будет значительно недогружен. Для несимметричных сечений (например, таврового, П-образного и т.п.) можно добиться одновременного выполнения условия прочности и на растяжение, и на сжатие, т.е.  $\sigma_{\max} = [\sigma_p]$  и  $\sigma_{\min} = [\sigma_c]$ . В этом случае материал будет использоваться наиболее эффективно.

Р) Проверку прочности балки по касательным напряжениям выполняют по неравенству  $\tau_{\max} = kQ_{\max} / A \leq [\tau]$

где  $k$  - коэффициент формы, равный:  $3/2$  - для прямоугольника,  $4/3$  - для круга.

Такая проверка бывает необходима для коротких балок, нагруженных значительными поперечными силами.

С) Прочность балок из пластичных материалов обеспечена, если наибольшие по абсолютному значению нормальные напряжения, возникающие в опасном сечении, не превышают допускаемой величины

$$\sigma_{\text{наиб}} = M_{\max} / W_x \leq [\sigma]$$

Т) Для балок из пластичных материалов допускаемые напряжения на растяжение и сжатие одинаковы, поэтому рациональными будут являться поперечные сечения, симметричные относительно нейтральной оси

У) Эта теория была предложено в 1855 году Д. К Журавским применительно к балкам прямоугольного сечения и исходит из следующих допущений: касательные напряжения в каждой точке поперечного сечения направлены параллельно поперечной силе  $Q$  и распределяются равномерно по ширине сечения балки, но по высоте поперечного сечения балки касательные напряжения распределяются по закону квадратной параболы (в точках верхней и нижней кромок сечения они равны нулю и достигают максимума в точках нейтрального слоя). Этот максимум равен

$\tau_{\max} = \frac{3Q}{2A}$ <p>Ф) Для обеспечения прочности балки необходимо, чтобы наибольшие растягивающие и наибольшие сжимающие напряжения в опасном сечении не превосходили соответствующих допускаемых напряжений, т.е.</p> $\begin{cases} \sigma_{\max} = M_{\max} / W_p \leq [\sigma_p], \\ \sigma_{\min} = M_{\max} / W_c \leq [\sigma_c], \end{cases}$ <p>где <math>W_p = I_x / h_1</math> и <math>W_c = I_x / h_2</math> - моменты сопротивления растянутого и сжатого волокон; <math>h_1</math> - расстояние до наиболее удаленного от нейтральной оси растянутого волокна; <math>h_2</math> - расстояние до наиболее сжатого волокна.</p> <p>Х) Правило знаков : «+» если деформация балки улыбкой или чашей и «-» если деформация балки печалью или зонтом</p> <p>Ц) При расчетах балок на прочность различают три вида задач</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• первый вид задач – проверочный по условию</li> </ul> $\sigma_{\max} = \frac{M_{x\max}}{W_x} \leq [\sigma]$ <ul style="list-style-type: none"> <li>• второй вид задач – проектный по условию</li> </ul> $W_x = \frac{M_{x(\max)}}{[\sigma]} \leq W_{\text{ТАБЛ}}$ <ul style="list-style-type: none"> <li>• третий вид задач – определение допускаемого момента <math>[M]</math> или нагрузки <math>[F]</math> из формулы <math>[M] = [F] \cdot l \leq W_x \cdot [\sigma]</math></li> </ul> <p>Ч) Наибольший изгибающий момент <math>M_{\max}</math>, наибольший прогиб <math>V</math> и угол поворота <math>\Theta</math> в характерных точках для консольных и двухопорных балок, часто встречаемых на практике определяют табличным способом по готовым равенствам.</p> <p>Ш) Правило знаков: «+» если балка вращается по часовой стрелке и «-» если балка вращается против часовой стрелке</p>	
<p>Тема 2.7 Гипотезы прочности. Сопротивление усталости. прочность при динамических нагрузках</p> <p>Вопросы теста</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1 Какие существуют типы предельных состояний материала?</li> <li>2 Что такое гипотеза прочности?</li> <li>3 Какие Вам известны классические гипотезы разрушения?</li> <li>4 Какие Вам известны классические гипотезы пластичности?</li> <li>5 Что такое эквивалентное напряжение <math>\sigma_{\text{ЭКВ}}</math>?</li> </ol> <p>Варианты ответов на вопросы</p> <p>А) Это гипотезы наибольших нормальных напряжений <math>\sigma_{\max}</math> (Г.Галилей) и наибольших линейных деформаций <math>\epsilon_{\max}</math>(Мариотт, 1684 г.)</p> <p>Б) К ним относятся гипотезы наибольших касательных напряжений <math>\tau_{\max}</math> (Кулон, 1773 г.) и удельной потенциальной энергии формоизменения <math>u_{\phi}</math>(Губер, 1904 г.).</p> <p>В) Известны два типа предельных состояний материала - хрупкое разрушение и текучесть</p> <p>Г) Это такое напряжение, которое следует создать в растянутом образце, чтобы его состояние было равноопасно с заданным напряженным состоянием. По смыслу это лишь некоторая условная величина, а не какое-либо реально возникающее напряжение. Его значение зависит не только от заданного напряженного состояния, но и от принятого критерия прочности.</p> <p>Д) Гипотеза о причине разрушения материала или возникновения в нем состояния текучести, позволяющая оценить прочность материала при любом напряженном состоянии, если из опыта известна его прочность при простом растяжении.</p>	<p>1 В 2 Д 3 А 4 Б 5 Г</p>
<p>Тема 2.8 Устойчивость сжатых стержней</p> <p>Вопросы</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1 Какая форма равновесия конструкции называется устойчивой? Что такое</li> </ol>	<p>1 А 2 Б 3 В</p>



критическая нагрузка?	4 Г
2 Что такое продольный изгиб	5 Д
3 Как определяется критическая сила?	6 Е
4 Что такое гибкость стержня?	7 Ж
5 Что такое первая и вторая предельные гибкости?	8З
6 Как классифицируются стержни по их гибкости?	9 И
7 При каких напряжениях теряют устойчивость стержни большой гибкости? По какой формуле определяется для них критическая сила?	10 К
8 При каких напряжениях теряют устойчивость стержни средней гибкости? По какой формуле определяется для них критическая сила?	11 Л
9 Можно ли пользоваться формулой Эйлера за пределом пропорциональности материала?	
10 Как записывается условие устойчивости сжатогостержня и какие задачи оно позволяет решать?	
11 Каков физический смысл коэффициента продольного изгиба $\mu$ ?	
<p>Ответы</p> <p>А) Форму равновесия статически нагруженной конструкции называют устойчивой, если малым возмущающим воздействиям соответствуют малые отклонения от этой формы. Нагрузка, при которой происходит потеря устойчивости первоначальной формы, называется критической</p> <p>Б) Изгиб стержня, связанный с потерей устойчивости прямолинейной формы его равновесия.</p> <p>В) При потере устойчивости в упругой стадии работы материала критическая сила определяется по формуле Эйлера</p> $F_{крЭ} = \pi^2 EI_{min} / (\mu l)^2$ <p>При потере устойчивости за пределом пропорциональности материала критическая сила определяется по эмпирической формуле Тетмайера–Ясинского</p> $F_{крЯ} = A(a - b\lambda + c\lambda^2).$ $\lambda = \mu l / i_{min},$ <p>Г) Гибкостью называется величина, равная</p> <p>где <math>i_{min} = \sqrt{I_{min} / A}</math> - минимальный радиус инерции поперечного сечения; <math>l</math> - длина стержня, <math>\mu</math> - коэффициент приведения, зависящий от условия закрепления концов стержня</p> <p>Д) Первая предельная гибкость устанавливает предел применимости формулы Эйлера и определяется из условия</p> $\sigma_{крЭ} = \pi^2 E / \lambda_1^2 = \sigma_{пл}, \text{ откуда } \lambda_1 = \sqrt{\pi^2 E / \sigma_{пл}}.$ <p>Вторая предельная гибкость <math>\lambda_2</math> устанавливает предел применимости формулы Тетмайера- Ясинского и определяется из условия</p> $\sigma_{крЯ} = a - b\lambda_2 + c\lambda_2^2 = \sigma_{пред},$ <p>где <math>\sigma_{пред}</math> - предельное для данного материала напряжение, равное пределу прочности <math>\sigma_{пл}</math> для хрупких материалов или пределу текучести <math>\sigma_{т}</math> для пластичных материалов.</p> <p>Е) В зависимости от гибкости различают стержни.</p> <p>И) большой гибкости, для которых <math>\lambda \geq \lambda_1</math></p> <p>II) средней гибкости, для которых <math>\lambda_2 \leq \lambda \leq \lambda_1</math>;</p> <p>III) малой гибкости, для которых <math>\lambda \leq \lambda_2</math>.</p>	

<p>Ж) Они теряют устойчивость в упругой стадии и критическая сила для них определяется по формуле Эйлера.</p> <p>З) Они теряют устойчивость за пределом пропорциональности материала и критическая сила для них определяется по эмпирической формуле Тетмайера-Ясинского.</p> <p>И) Нельзя, так как формула Эйлера дает в этом случае завышенное значение критической силы.</p> <p>К) Оно записывается в виде одного из двух неравенств</p> $n_y = \frac{F_{кр}}{F} \geq [n_y] \quad \text{или} \quad \frac{F}{A} \leq \varphi[\sigma],$ <p>исходя из которых можно решать задачи трех типов: проверять устойчивость стержня, определять размеры поперечного сечения и допустимую нагрузку. Вторая форма условия устойчивости очень удобна в практических расчетах, так как применима при любых значениях гибкости, для которых имеются табличные значения <math>\varphi</math>, и в этом смысле является универсальной. Коэффициент запаса устойчивости в этом расчете явно не фигурирует, он включен в величину <math>\varphi</math>.</p> <p>Л) Если использовать условие устойчивости в форме <math>F/A \leq \varphi[\sigma_c] = [\sigma_y]</math> то смысл коэффициента <math>\varphi</math> совершенно ясен: он указывает, какую долю основного допускаемого напряжения на сжатие <math>[\sigma_c]</math> составляет допускаемое напряжение на устойчивость <math>[\sigma_y]</math> при различных гибкостях, так как <math>\varphi</math> зависит от материала и гибкости стержня. Поэтому его также называют коэффициентом уменьшения основного допускаемого напряжения.</p>	
<p>Раздел 3 Детали машин</p>	
<p>Тема 3.1 Основные понятия. Общие сведения о передачах</p> <p>1 Что называют механической передачей:</p> <p>а) это механизм, преобразующий тепловую, электрическую или химическую энергию в полезную работу и служащий для облегчения либо замены ручного труда;</p> <p>б) система, состоящая из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому при одновременном изменении кинематических и силовых характеристик;</p> <p>в) система связанных между собой подвижных и неподвижных звеньев, образующих кинематическую цепь, в которой движение ведомых звеньев зависит от движения ведущего звена.</p> <p>2 Что называют механизмом:</p> <p>а) подвижное соединение деталей, преобразующее тепловую, электрическую или химическую энергию в полезную работу и служащее для облегчения либо замены ручного труда.</p> <p>б) неподвижное соединение деталей, состоящее из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому при одновременном изменении кинематических и силовых характеристик.</p> <p>в) подвижное соединение деталей, образующих кинематическую цепь, в которой движение ведомых звеньев зависит от движения ведущего звена</p> <p>3 Что называют приводом:</p> <p>а) это механизм, преобразующий тепловую, электрическую или химическую энергию в полезную работу и служащий для облегчения либо замены ручного труда.</p> <p>б) система, состоящая из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому при одновременном изменении кинематических и силовых характеристик.</p> <p>в) система состоящая из соединенный друг с другом механических передач и двигателя</p>	<p>1б</p> <p>2в</p> <p>3в</p> <p>4а</p> <p>5б</p> <p>6а</p> <p>7в</p> <p>8б</p>

<p>4 Что называют машиной:</p> <p>а) это механизм, преобразующий тепловую, электрическую или химическую энергию в полезную работу и служащий для облегчения либо замены ручного труда.</p> <p>б) система, состоящая из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому при одновременном изменении кинематических и силовых характеристик.</p> <p>в) система связанных между собой подвижных и неподвижных звеньев, образующих кинематическую цепь, в которой движение ведомых звеньев зависит от движения ведущего звена</p> <p>5 Что называют надежностью</p> <p>а) способность изделий выдерживать кратковременные перегрузки в течение заданного промежутка времени</p> <p>б) способность изделия выполнять необходимые функции, эксплуатационные показатели которых сохраняют заданный диапазон значений в течении требуемого промежутка времени</p> <p>в) способность изделия не разрушаться при циклически повторяющихся нагрузках в течении заданного промежутка времени</p> <p>6 Что называют сроком службы</p> <p>а) промежуток времени, в течении которого будет обеспечена надежная работа изделия</p> <p>б) количество циклов периодически повторяющейся нагрузки, которое может выдержать изделие до выхода его из строя</p> <p>в) промежуток времени, в течение которого изделие будет работать до выхода его из строя, с учетом времени ремонта</p> <p>7 В каких единицах измеряют календарный срок службы</p> <p>а) количеством циклов, периодически изменяющейся нагрузки</p> <p>б) в часах</p> <p>в) в годах</p> <p>г) все ответы справедливы</p> <p>8 В каких единицах измеряют рабочий срок службы</p> <p>а) количеством циклов, периодически изменяющейся нагрузки</p> <p>б) в часах</p> <p>в) в годах</p>	
<p>Тема 3.2 Механические передачи</p> <p>Тест 1 Зубчатые передачи</p> <p>1 Что показывает модуль зубьев</p> <p>а) отношение числа <math>\pi</math> к шагу зубьев <math>p_t</math></p> <p>б) отношение делительного диаметра колеса к числу зубьев</p> <p>в) произведение диаметра на число зубьев</p> <p>2 Чему равна высота головки <math>h_a</math> и ножки <math>h_f</math> зуба</p> <p>а) <math>h_a = 1,25 \cdot m</math>, <math>h_f = 1 \cdot m</math></p> <p>б) <math>h_a = 1,25 \cdot m</math>, <math>h_f = 1,25 \cdot m</math></p> <p>в) <math>h_a = 2,25 \cdot m</math>, <math>h_f = 1,25 \cdot m</math></p> <p>г) <math>h_a = 1 \cdot m</math>, <math>h_f = 1,25 \cdot m</math></p> <p>3 Как правильно перевести значение твердости из шкалы HRC в шкалу HB</p> <p>а) <math>1 \text{ HRC} \approx 10 \text{ HB}</math> ; б) <math>100 \text{ HRC} \approx 10 \text{ HB}</math> ; в) <math>10 \text{ HRC} \approx 1 \text{ HB}</math></p> <p>4 Чем вызвано выкрашивание рабочей поверхности зуба?</p> <p>а) наличием смазочного материала во впадинах шероховатости рабочей поверхности зубьев</p> <p>б) наличием твердых частиц (пыли) в месте контакта зубьев</p> <p>в) частыми перегрузками зубчатой передачи</p> <p>г) неточностью формы зубьев при изготовлении</p>	<p>1б</p> <p>2г</p> <p>3а</p> <p>4а</p> <p>5б</p> <p>6а</p> <p>7в</p> <p>8г</p> <p>9а</p> <p>10в</p> <p>1б</p> <p>2б</p> <p>3б</p> <p>4г</p> <p>5в</p> <p>6б</p> <p>7в</p> <p>8б</p> <p>9б</p>

5 В процессе какой термической обработки изделия охлаждают в масле	10б
а) нормализация; в) отпуск ; б) закалка	11в
6 Какой термической обработке подвергаю зубчатые колеса, изготовленные из углеродистой стали марки 40 ,45, 40Х?	12а
а) улучшению	13г
б) улучшение + закалка токами высокой частоты	14а
в) цементация и азотирование	Ременн
7 На какой параметр влияет допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_H$	ые
а) модуль зубьев; б) передаточное число; в) межосевое расстояние;	передач
г) делительный диаметр	и
8 Стандартизированным параметром зубчатых колес является ...	1в
а) число зубьев; б) угол наклона зубьев; в) делительный диаметр;	2а
г) модуль зацепления; д) шаг зубьев	3а
9 Войдут ли в зацепление косозубые колеса, у одного из которых направление зубьев правое, а у другого левое	4в
а) войдут; б) не войдут	5б
10 Какие диаметры колеса обозначают буквами $d_{ad_f}$ и $d$	6а
а) $d_a$ – впадин, $d_f$ - выступов, $d$ – делительный	7б
б) $d_a$ – делительный, $d_f$ - впадин , $d$ – выступов	8б
в) $d_a$ - выступов, $d_f$ - впадин, $d$ –делительный	9б
	10в
	11 б
Тест 2 Червяные передачи	12б
1 Назначение червячной передачи	13в
а) передача вращательного движения между пересекающимися валами	14а
б) передача вращательного движения между скрещивающимися валами	
в) передача вращательного движения между параллельными валами	
2 Что является достоинством червячной передачи?	Вариант
а) Возможность самоторможения передачи и низкий КПД	1
б) Большая величина передаточного числа и возможность самоторможения передачи	1 а
в) Низкий КПД и большая величина передаточного числа	2 а
3 Величину какого параметра червячной передачи округляют до стандартного числа?	3 в
а) число зубьев и коэффициент диаметра червяка	4 б
б) межосевое расстояние и коэффициент диаметра червяка	5 б
в) делительный диаметр и ширину червяка	6 а
4 Какой дополнительной термообработке подвергают бронзовые венцы червячных колес?	7 б
а) нормализация; б) улучшение; в) улучшение + ТВЧ;	8 а
г) термообработка не предусматривается	9 в
5 В формуле какого параметра используют допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_H$ ?	10 б
а) модуль зубьев; б) передаточное число; в) межосевое расстояние;	Вариант
г) делительный диаметр	2
6 В зависимости от какого параметра определяют число витков червяка?	1 в
а) модуля зубьев	2 а
б) передаточного числа червячной передачи	3 в
в) межосевое расстояние червячной передачи	4 в
7 Какие диаметры колеса обозначают буквами $d_{ad_f}$ и $d$ ?	5 б
а) $d_a$ – впадин, $d_f$ - выступов, $d$ – делительный	6 б
б) $d_a$ – делительный, $d_f$ - впадин , $d$ – выступов	7 а
в) $d_a$ – выступов, $d_f$ - впадин, $d$ –делительный	8 в
8 Какой материал применяют для изготовления червяка ?	9 а
а) бронзу; б) сталь; в) серый чугун	10 в

9 По какой формуле определяют передаточное число червячной передачи?

а)  $u = \frac{z_1}{z_2} = \frac{d_1}{d_2}$ ; б)  $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$ ; в)  $u = \frac{n_2}{n_1}$

10 Какой термической обработке подвергаю червяки, изготовленные из углеродистой стали марки 40, 45, 40Х?

- а) улучшению
- б) улучшение + закалка токами высокой частоты
- в) цементация и азотирование

11 Какой вид разрушения зуба червячного колеса является наиболее распространенным?

- а) поломка зуба
- б) выкрашивания рабочей поверхности зуба
- в) износ зуба

12 Какой вид разрушения называют выкрашиванием?

- а) откалывание частиц материала с рабочей поверхности зуба
- б) приваривание или «смазывание» рабочих поверхностей зубьев друг к другу
- в) абразивный износ рабочей поверхности зуба

13 Для чего необходима величина скорости скольжения  $v_s$ ?

- а) для расчета модуля зубьев
- б) для расчета делительный диаметр
- в) для расчета межосевое расстояние
- г) для выбора материала червяка

14 Для чего определяют коэффициент смещения зуборезного инструмента  $x$ ?

- а) чтобы межосевое расстояние  $a_w$  оставалось равным стандартному числу
- б) чтобы коэффициент диаметра червяка  $q$  оставался равным стандартному числу
- в) чтобы модуль  $m$  оставался равным стандартному числу

Тест 3 Ременные передачи

1 В работе ременной передачи упругое скольжение ремня является:

- а) достоинством; б) недостатком; в) нормальным явлением

2 Ременные передачи преимущественно используют в

- а) быстроходных ступенях; б) тихоходных ступенях; в) вместо редуктора при больших передаточных числах

3 При равных площадях поперечного сечения ремня, в каких сила трения ремня со шкивом меньше: а) плоскоременных; б) клиноременных; в) поликлиноременных

4 Долговечность ремня зависит от: а) передаваемой мощности  $P$ ; б) материала ремня; в) числа пробегов ремня в секунду  $[U]$

5 Корд-ткань в ремне обеспечивает: а) лучшее сцепление ремня со шкивом; б) его прочность; в) высокую жесткость для повышения угла обхвата ремня со шкивом

6 При движении ремня под нагрузкой его натяжение на ведущей ветви: а) увеличивается на  $F_t/2$ ; б) уменьшается на  $F_t/2$ ; в) остается неизменным

7 Сила давления  $F_n$  на валы шкивов в ременной передаче определяется в зависимости от: а) окружного усилия  $F_t$ ; б) предварительного натяжения ремня  $F_0$ ; в) как от окружного усилия  $F_t$  так и предварительного натяжения ремня  $F_0$

8 Если упругое скольжение отсутствует, это означает: а) передача не перегружена, работает нормально; б) передача работает в холостую; в) передача перегружена

9 Коэффициент проскальзывания  $\varepsilon$  определяют по уравнению:

а)  $\varepsilon = \frac{v_{НАБ} - v_{СБ}}{v_{НАБ}}$ ; б)  $\varepsilon = \frac{v_{СБ} - v_{НАБ}}{v_{СБ}}$ ; в)  $\varepsilon = \frac{v_{НАБ} - v_{СБ}}{v_{СБ}}$

10 В какой из ременных передач КПД может принимать наибольшее значение, равное  $\eta=0,98$ : а) плоскоременная; б) клиноременная; в) поликлиноременная

11 Разрушение ремня в подавляющем большинстве случаев происходит вследствие: а) истирания рабочей поверхности; б) усталости материала ремня; в) перегрузки ременной передачи

12 При частичном буксовании (согласно кривых скольжения): а) КПД  $\eta$  быстро повышается, коэффициент  $\epsilon$  стремительно понижается; б) КПД  $\eta$  стремительно понижается, коэффициент  $\epsilon$  стремительно повышается; в) КПД  $\eta$  линейно понижается, коэффициент  $\epsilon$  линейно повышается.

13 Натяжной ролик устанавливают: а) только в реверсивных передачах; б) на ведущей ветви ремня; в) на ведомой ветви ремня.

14 Для обеспечения центрирования плоского ремня: а) поверхность шкива делают выпуклой; б) поверхность шкива делают вогнутой; в) поверхность ремня покрывают вулканизированной тканью.

#### Тест 4 Цепные передачи

1 Долговечность цепи при нормальных условиях эксплуатации составляет:

а) от 8 до 10 тыс. часов; б) от 10 до 12 тыс. часов; в) от 12 до 15 тыс. часов

2 Цепная передача является альтернативой механической передачи:

а) ременной и цилиндрической зубчатой; б) только ременной; в) только цилиндрической зубчатой

3 Наиболее дорогостоящими являются цепи:

а) втулочные; б) роликовые; в) зубчатые

4 С какой целью ведомая цепь должна располагаться внизу и провисать:

а) для создания предварительного натяжения цепи; б) во избежание подхватывания зубьями звездочек; в) для уменьшения нагрузки на валы звездочек

5 При проектном расчете цепной передачи шаг цепи  $t$  определяют из условия:

а) прочности; б) износостойкости; в) заданного числа пробегов цепи в секунду  $[U]$

6 На выбор допускаемого давления в шарнире цепи  $[p]$  в наибольшей степени влияет:

а) частота вращения меньшей звездочки; б) тип цепи; в) шаг цепи

7 При какой величине вытяжки длины цепи у нее удаляют соответствующее число звеньев:

а) при вытяжке в длину одного шага; б) при вытяжке в длину двух шагов; в) при вытяжке в длину четыре шага

8 Влияет ли передаточное число цепной передачи на выбор минимального числа зубьев ведущей звездочки  $z_1$ :

а) да; б) нет; в) влияние мало

9 Шарнирное соединение между звеньями образуют:

а) ролик и втулка; б) ролик и валик; в) втулка и валик

10 Для открытой цепной передачи, работающей при нормальных условиях КПД равен:

а) 0,87...0,90; б) 0,90...0,93; в) 0,95...0,97

11 В приводной втулочной цепи отсутствует:

а) втулка; б) валик; в) ролик

12 В неотвественных передачах применяют цепи:

а) втулочные; б) роликовые; в) зубчатые

13 Равномерному изнашиванию цепи способствует:

а) нечетное число звеньев цепи и зубьев звездочек; б) четное число звеньев цепи и зубьев звездочек; в) четное число зубьев цепи и нечетное число зубьев звездочек

14 Во сколько раз усилие от провисания ведущей и ведомой ветви в горизонтальных цепных передачах больше чем в вертикальных: а) в два раза; б) в три раза; в) в шесть раз

15 Увеличение скорости движения цепи повысит:

а) нагрузку на валы звездочек; б) натяжение в ведущей ветви; в) окружное усилие в передаче

16 Формулой  $F_0 = k_f q \cdot a \cdot g$  определяют:

а) окружное усилие в передаче; б) усилие от провисания цепи; в) нагрузку на валы звездочек

<p>17 При смене способа смазывания с непрерывного на периодический нагрузку на цепь: а) нужно понизить; б) можно повысить; в) на несущую способность цепной передачи это не повлияет</p> <p>18 По какой причине число зубьев ведомой звездочки <math>z_2</math> (для приводной роликовой цепи) принимают не бóльшим 120: а) значительный рост шума при набегании цепи на звездочку; б) повышенный износ шарниров цепи; в) соскакивание цепи со звездочки, когда цепь удлинена на величину менее двух шагов</p> <p>19 Будет ли способствовать уменьшению давления в шарнире цепи применение натяжных устройств (отжимной звездочки, нажимного ролика): а) да; б) нет; в) да, но в случае использования натяжных устройств на ведущей ветви</p> <p>20 Значение шага <math>t</math>, полученного при проектном расчете следует: а) округлять до целого в большую сторону; б) округлять до целого в меньшую сторону в) округлять в большую сторону до ближайшего стандартного числа</p>	
<p>Тема 3.3 Валы и оси, опоры</p> <p>1 Участки вала для подшипников скольжения и качения соответственно называют: а) цапфа и шип; б) шип и цапфа; в) цапфа и шейка.</p> <p>2 По виду трения подшипники бывают: а) качения и вращения; б) качения и скольжения; в) движения и скольжения.</p> <p>3 Область применения подшипников скольжения: а) скорость вращения вала <math>n &gt; 3000</math> об/мин и ударные нагрузки; б) скорость вращения вала <math>n &lt; 2000</math> об/мин без ударных нагрузок; в) скорость вращения вала <math>n &lt; 1000</math> об/мин и ударные нагрузки.</p> <p>4 Материал вкладыша подшипника скольжения: а) пластик, латунь, чугун; б) сталь, дерево, пластик; в) сталь, чугун, резина.</p> <p>5 Наиболее часты видом разрушения вкладыша подшипника скольжения является: а) износ и раскалывание; б) износ и заедание; в) заедание и раскалывание.</p> <p>6 Смазочные канавки должны располагаться: а) выше нагрузочной зоны; б) под нагрузочной зоной; в) между нагрузочной и ненагрузочной зонами.</p> <p>7 Для того, чтобы подшипник скольжения работал с наименьшими затратами энергии на трение, необходимо обеспечить жидкостное трение, для чего: а) необходимо обеспечить допустимый зазор и консистенцию смазки; б) необходимо обеспечить допустимый зазор и выбрать соответствующий материал втулки; в) необходимо выбрать соответствующий материал втулки и частоту вращения вала <math>n &lt; 3000</math> об/мин.</p> <p>8 В каком случае консистенция смазки указана верно: а) жидкие (<math>n &gt; 3000</math>), пластичные (<math>n \leq 3000</math> и особые условия), твердые (<math>n &lt; 2000</math>); б) жидкие (<math>n \leq 3000</math> и особые условия), пластичные (<math>n &gt; 3000</math>), твердые (<math>n &lt; 2000</math>); в) жидкие (любое <math>n</math>, предпочтительно <math>n &gt; 3000</math>), пластичные (<math>n &lt; 2000</math>), твердые (<math>n \leq 2000</math> и особые условия).</p> <p>9 Смазка должна подаваться: а) в ненагруженной зоне; б) в нагруженной зоне; в) со свободного торца подшипника</p> <p>10 при запуске подшипника скольжения: а) масляное кольцо переходит в масляный клин б) масляный клин переходит в масляное кольцо в) как при остановке, так и при вращении цапфа вала «купается» в масляном кольце.</p> <p>11 Первые две цифры номера подшипника качения (справа налево): а) умноженные на 5 определяют наружный диаметр подшипника; б) умноженные на 5 определяют внутренний диаметр подшипника; в) определяют ширину подшипника.</p> <p>12 Третья цифры номера подшипника качения (справа налево) обозначают:</p>	<p>1 а</p> <p>2 б</p> <p>3 а</p> <p>4 а</p> <p>5 б</p> <p>6 а</p> <p>7 б</p> <p>8 в</p> <p>9 а</p> <p>10 б</p> <p>11 б</p> <p>12 а</p> <p>13 б</p> <p>14 в</p> <p>15 а</p> <p>16 в</p> <p>17 а</p> <p>18 б</p> <p>19 в</p> <p>20 в</p> <p>21 б</p> <p>22 б</p> <p>23 а</p> <p>24 в</p>

- а) серию; б) тип; в) конструктивные отличия модели подшипника от базовой модели.
- 13 Четвертая цифры номера подшипника качения (справа налево) обозначают:
- а) серию; б) тип; в) конструктивные отличия модели подшипника от базовой модели.
- 14 Упорный подшипник качения предназначен для:
- а) восприятия радиальной нагрузки; б) восприятия как радиальной так и осевой; в) восприятия осевой нагрузки.
- 15 Сепаратор необходим для:
- а) равномерного распределения тел качения по дорожке;  
 б) восприятия и передачи нагрузки от наружного подшипника внутреннему;  
 в) защиты подшипника качения от пыли.
- 16 Долговечность подшипника качения при нагрузке, соответствующей значению грузоподъемности, равна:
- а) 1 млрд. оборотов; б) 10 млн. оборотов; в) 1 млн. оборотов.
- 17 Связь между долговечностью  $L$ , эквивалентной нагрузкой  $a$  подшипник  $R_3$  и динамической грузоподъемностью  $C_r$  определяется так:
- а)  $L = (C_r/R_3)^a$ ; б)  $L = (R_3/C_r)^a$ ; в)  $C_r = (L/R_3)^a$ .
- 18 Эквивалентную нагрузку на подшипник качения вычисляют по формуле:
- а)  $R_3 = (X \cdot Y \cdot R_r + R_a) / K_B$ ; б)  $R_3 = (X \cdot R_r + R_a \cdot Y) \cdot K_B$ ; в)  $R_3 = (R_r + R_a \cdot X \cdot Y) + K_B$ .
- 19 Твердость тел и колец подшипника качения должна соответствовать значениям
- а) HB 300...350; б) HB 500...550; в) HRC 61...63.
- 20 Какой вид разрушения подшипников качения наиболее распространен:
- а) раскалывание колец;  
 б) разрушение сепаратора;  
 в) усталостное выкрашивание дорожек и тел качения
- 21 Как смонтировать подшипник на вал:
- а) ударами по наружному кольцу через промежуточное кольцо;  
 б) ударами по внутреннему с использованием промежуточного кольца;  
 в) непосредственными ударами по внутреннему кольцу.
- 22 Демонтаж подшипников качения с вала осуществляют с помощью:
- а) предварительно нагрев вал, ударами по внутреннему кольцу;  
 б) предварительно нагрев подшипник, посредством трехлапчатого винта;  
 в) предварительно нагрев подшипник, ударами по наружному кольцу.
- 23 Монтаж радиально-упорных подшипников качения по способу «враспор» и «врастяжку» означает, что:
- а) осевые силы, возникающие от самих подшипников качения, скомпенсированы. При этом, если «враспор» - участок вала между подшипниками сжат, а «врастяжку» - участок вала растянут;  
 б) осевые силы, возникающие от самих подшипников качения, не скомпенсированы. При этом, если «враспор» - участок вала между подшипниками сжат, а «врастяжку» - участок вала растянут;  
 в) осевые силы, возникающие от самих подшипников качения, скомпенсированы. При этом, если «враспор» - участок вала между подшипниками растянут, а «врастяжку» - участок вала сжат.
- 24 Пригодность подшипника качения устанавливают по условию:
- а) рабочее число оборотов должно быть меньше допустимого числа оборотов, т.е.  $n_{об} \leq 1$  млн. оборотов;  
 б) эквивалентная нагрузка должна быть меньше динамической грузоподъемности, т.е.  $R_3 \leq C_R$ ;  
 в) рабочая грузоподъемность должна быть меньше динамической грузоподъемности, т.е.  $C_{R_{раб}} \leq C_R$ .

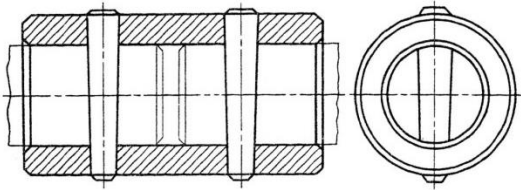


<p>Тема 3.4 Соединения деталей. Разъемные и неразъемные соединения</p> <p>1 На какие виды делят соединения деталей машин?</p> <p>а) разъемные и сварочные;  б) подвижные и неразъемные;  в) разъемные и неразъемные.</p> <p>2 К неразъемным видам соединений относят:</p> <p>а) сварочные, шпоночные, клеевые;  б) сварочные, заклепочные, клеевые;  в) сварочные, заклепочные, болтовые.</p> <p>3 К разъемным соединениям относят:</p> <p>а) соединение муфтами, болтовое, шлицевое;  б) соединение муфтами, клеевое, шпоночное;  в) сварочное, болтовое, шпоночное.</p> <p>4 Муфты предназначены для соединения:</p> <p>а) шкивов; б) валов; в) зубчатых колес.</p> <p>5 По принципу работы различают муфты:</p> <p>а) упругие, постоянные, самоустанавливающиеся;  б) постоянные, жесткие, сцепные.  в) постоянные, сцепные, самоустанавливающиеся.</p> <p>6 Какую муфту можно соединить и разъединить при вращающихся валах («на ходу»):</p> <p>а) продольно - свёртную; б) кулачковую; в) фрикционную.</p> <p>7 Какой параметр рассчитывают для подбора муфты по соответствующему стандарту:</p> <p>а) вращающий момент;  б) материала полумуфт;  в) наружный диаметр полумуфт</p> <p>8 В болтовом соединении должны присутствовать:</p> <p>а) болт, шпонка, гайка; б) болт, шайба, гайка; в) болт, шайба, шпонка.</p> <p>9 Внахлестку, тавровое, угловое, стыковое – это разновидности :</p> <p>а) сварочных соединений; б) заклепочных соединений; в) болтовых соединений.</p> <p>10 В шпоночном соединении должны участвовать:</p> <p>а) вал, шпонка, шайба; б) болт, шпонка, ступица; в) вал, шпонка, ступица.</p> <p>11 Для каких видов соединений обязательно необходимо сквозное отверстие в соединяемых деталях:</p> <p>а) заклепочных; б) болтовых; в) шпоночных</p> <p>12 В чем отличие шлица от шпонки:</p> <p>а) шлиц выполнен заодно с валом и шлицов на валу не более двух;  б) шлиц выполнен заодно с валом и шлицов на валу может быть четыре и более;  в) шлиц, как и шпонка, вставлен в паз на валу и шлицов может быть четыре и более</p>	<p>1 в  2 б  3 а  4 б  5 в  6 в  7 а  8 б  9 а  10 в  11 а  12 б</p>
<p>Тема 3.5 Муфты</p> <p>Муфты постоянные</p> <p>1 Основными функциями муфт являются...</p> <p>1) соединение концов валов и передача крутящего момента  2) компенсирование погрешностей расположения валов  3) уменьшение динамических нагрузок, предохранение от перегрузок  4) создание дополнительной опоры для длинных валов</p> <p>2 По назначению механические муфты подразделяют на...</p> <p>1) постоянные, управляемые, самоуправляемые  2) фланцевые, цепные, центробежные  3) втулочные, кулачковые, обгонные  4) предохранительные, зубчатые, фрикционные</p> <p>3 По назначению постоянные муфты подразделяют на...</p> <p>1) некомпенсирующие (глухие), жесткие компенсирующие,</p>	

упругие компенсирующие

- 2) втулочные, поперечно-свертные, продольно-свертные
- 3) фрикционные, зубчатые, цепные

4 Изображенная муфта предназначена для...



- 1) соединения валов с радиальным смещением
- 2) соединения валов с осевым смещением
- 3) соединения валов с угловым смещением
- 4) соединения жестких валов без смещения

5 Жесткие компенсирующие муфты служат для...

- 1) постоянного соединения строго соосных валов
- 2) автоматического разъединения валов при опасных перегрузках
- 3) соединения или разъединения валов при их вращении или в покое
- 4) компенсации неточности взаимного расположения соединяемых тихоходных валов

6 Упругие компенсирующие муфты служат для...

- 1) постоянного соединения строго соосных валов
- 2) автоматического разъединения валов при опасных перегрузках
- 3) смягчения динамических нагрузок, компенсации неточности взаимного расположения соединяемых валов, демпфирования колебаний
- 4) соединения или разъединения валов при их вращении или в покое

7 Стандартные и нормализованные муфты подбирают по...

- 1) номинальному моменту
- 2) расчетному моменту
- 3) номинальному моменту и частоте вращения вала
- 4) расчетному моменту и диаметрам концов валов

8 Для соединения валов, оси которых расположены под углом друг к другу более  $3^{\circ}$ , следует использовать... муфту

- 1) упругую втулочно-пальцевую
- 2) зубчатую компенсирующую
- 3) шарнирную
- 4) дисковую фрикционную

9 Для соединения быстроходных валов, подвергающихся динамическим нагрузкам, следует применять... муфту

- 1) жесткую компенсирующую
- 2) упругую компенсирующую
- 3) сцепную управляемую
- 4) предохранительную

10 К жестким (глухим) муфтам относится...

- 1) зубчатая
- 2) фрикционная
- 3) втулочная
- 4) втулочно-пальцевая

11 К упругим компенсирующим муфтам относится...

- 1) зубчатая
- 2) фрикционная
- 3) втулочная
- 4) упругая втулочно-пальцевая

Тема 3.6 Типовые расчёты

1 К деталям общего назначения не относится...

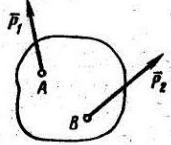
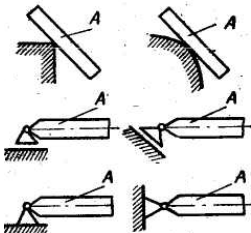
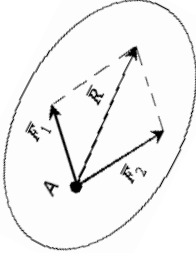
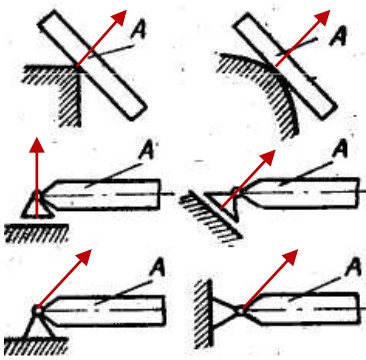
<p>1) вал 2) болт 3) шкив 4) поршень</p> <p>2 Установите последовательность стадий проектирования машин</p> <p>1) техническое задание 2) техническое предложение 3) эскизный проект 4) технический проект 5) разработка рабочей документации</p> <p>3 К основным критериям работоспособности и расчета деталей и узлов относятся...</p> <p>1) прочность, жесткость, износостойкость, виброустойчивость 2) производительность, надежность, долговечность 3) удобство сборки, разборки и замены 4) технологичность, эстетичность</p> <p>4 При выполнении проектного расчета определяют...</p> <p>1) размеры детали и выбирают ее материал 2) напряжения в опасных сечениях 3) коэффициенты запаса прочности</p> <p>5 Проверочный расчет на прочность заключается в определении...</p> <p>1) напряжений или коэффициентов запаса прочности 2) размеров детали в опасных сечениях 3) материала детали 4) внешнего вида и цвета детали</p> <p>5 Расчет деталей, узлов и механизмов начинается с...</p> <p>1) проектного расчета 2) конструирования 3) проверочного расчета</p> <p>6 При конструировании узла или механизма целесообразно...</p> <p>1) полностью выполнить все расчеты и затем сконструировать узел или механизм 1) сконструировать узел или механизм, а затем выполнить все расчеты 3) расчеты и конструирование выполнять параллельно</p>	
---	--

### **Критерии оценивания контрольного опроса**

Оценивание контрольного опроса осуществляется по номинальной шкале – за правильный ответ к каждому заданию выставляется один балл, за не правильный – ноль. Оценивание каждого контрольного опроса осуществляется в соответствии с процентом правильных ответов. Контрольный опрос считается успешно пройденным при количестве правильных ответов не менее 60 %.

<b>% ответов</b>	<b>оценка</b>
Менее 60	«неудовлетворительно»
60 - 69	«удовлетворительно»
70 - 89	«хорошо»
90 -100	«отлично»

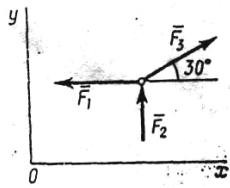
## Творческое задание

Задание	Ответ
<p><b>Раздел 1 Теоретическая механика</b></p>	
<p>Тема 1.1 Основные понятия и аксиомы статики                      Задание 1 К двум различным точкам, твердого тела (рисунок) приложены две непараллельные, но действующие в одной плоскости силы. Примените правило параллелограмма для сложения этих сил</p>  <p>Задание 2                      Изменится ли направление реакций связей, если, не меняя -положение бруса A, изображенные на рисунок, а опоры (связи) заменить опорами (связями), как показано, на рисунок, б? (Трение не учитывать, т. е. связи, считать идеальными.)</p> 	<p>Задание 1</p>  <p>Задание 2</p> 

Тема 1.2 Плоская система сил

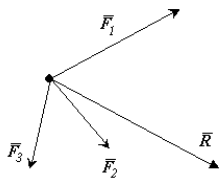
Задание 1

Определить проекции векторов  $F_1=50\text{ Н}$ ,  $F_2=30\text{ Н}$ ,  $F_3=50\text{ Н}$  на оси  $x$  и  $y$  (рисунок)



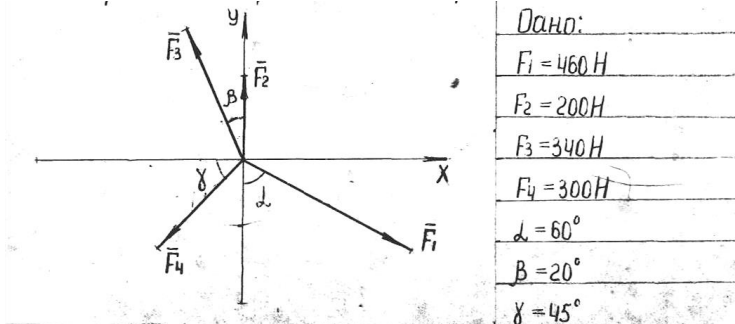
Задание 2

Покажите графически, как можно с помощью силового многоугольника найти вектор равнодействующей силы  $R$  для силовой схемы состоящей из сил  $F_1F_2F_3$ .

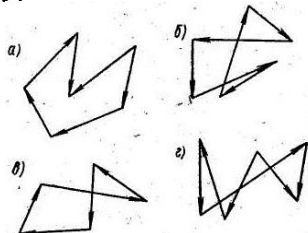


Задание 3

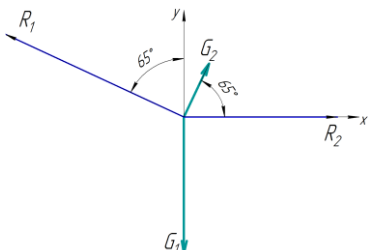
Найти аналитически модуль равнодействующей силы  $R$  для заданной силовой схемы



Задание 4 Зарисовать тот из силовых многоугольников, который относится к уравновешенной системе сходящихся сил



Задание 5 Для заданной уравновешенной системы сходящихся сил определите неизвестные силы  $R_1$  и  $R_2$ , если  $G_1=300\text{ Н}$  и  $G_2=130\text{ Н}$ .



Задание 6

Момент силы  $F$  относительно точки  $A$  равен

Задание 1

находим проекции сил  $F_1F_2F_3$  на оси  $x$  и  $y$

на ось  $x$ :

$$F_{1X} = F_1 \cdot \cos(0^\circ) = 50 \cdot 1 = 50\text{ Н};$$

$$F_{2X} = F_2 \cdot \cos(90^\circ) = 30 \cdot 0 = 0$$

$$F_{3X} = F_3 \cdot \cos(30^\circ) = -50 \cdot 0,866 = -43\text{ Н};$$

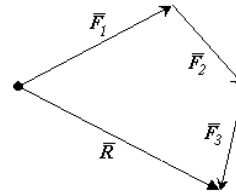
на ось  $y$

$$F_{1Y} = F_1 \cdot \cos(90^\circ) = 50 \cdot 0 = 0;$$

$$F_{2Y} = F_2 \cdot \cos(0^\circ) = 30 \cdot 1 = 30\text{ Н};$$

$$F_{3Y} = F_3 \cdot \cos(60^\circ) = 50 \cdot 0,5 = 25\text{ Н}$$

Задание 2



Задание 3 (решение)

проекции сил  $F_1F_2F_3F_4$  на ось  $x$

$$F_{1X} = F_1 \cdot \cos(30^\circ) = 460 \cdot 0,866 = 398\text{ Н};$$

$$F_{2X} = F_2 \cdot \cos(90^\circ) = 200 \cdot 0 = 0$$

$$F_{3X} = F_3 \cdot \cos(70^\circ) = 340 \cdot 0,342 = 116\text{ Н};$$

$$F_{4X} = F_4 \cdot \cos(45^\circ) = 300 \cdot 0,707 = 212\text{ Н}$$

проекции сил  $F_1F_2F_3$  на ось  $y$

$$F_{1Y} = F_1 \cdot \cos(90-30^\circ) = 460 \cdot 0,5 = 230\text{ Н};$$

$$F_{2Y} = F_2 \cdot \cos(90-90^\circ) = 200 \cdot 1 = 200\text{ Н};$$

$$F_{3Y} = F_3 \cdot \cos(90-70^\circ) = 340 \cdot 0,94 = 319\text{ Н};$$

$$F_{4Y} = F_4 \cdot \cos(90-45^\circ) = 300 \cdot 0,707 = 212\text{ Н}$$

Модуль равнодействующей силы

$$R = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2} = \sqrt{70^2 + 77^2} = 104\text{ Н},$$

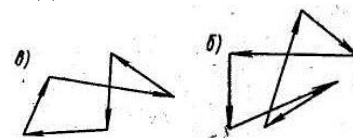
где  $R_X$  и  $R_Y$  проекции

равнодействующей силы на оси

$$R_X = \sum F_X = \pm F_{1X} \pm F_{2X} \pm F_{3X} \pm F_{4X} = +398 + 0 - 116 - 212 = 70\text{ Н}$$

$$R_Y = \sum F_Y = \pm F_{1Y} \pm F_{2Y} \pm F_{3Y} \pm F_{4Y} = -230 + 200 + 319 - 212 = 77\text{ Н}$$

Задание 4



Задание 5

Считая данную силовую схему уравновешенной, реакции найдем из уравнений равновесия для плоской сходящейся системы сил:

1) сумма проекций всех сил на ось  $x$

$$\sum F_X = G_{1X} + G_{2X} + R_{1X} +$$

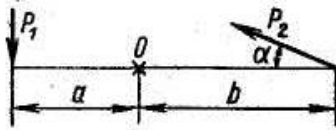
$$+ R_{2X} = 0 + 54,9 +$$

$$+ (-R_1 \cdot 0,906) + R_2 = 0$$

Откуда:

произведению модуля силы  $|\vec{F}|$  на плечо  $l$ :  $M_A(F) = |\vec{F}| \cdot l$

Которая из сил создает больший момент относительно точки O, если  $P_1=40$  Н и  $P_2=50$  Н,  $a=0,5$  м,  $b=0,8$  м,  $\alpha=30^\circ$ .



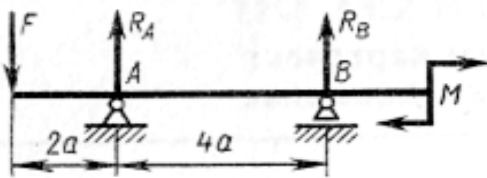
Задание 7. Составить два уравнения равновесия

1)  $\sum \pm M_A(F_i) \pm M = 0$  – сумма моментов относительно точки A

2)  $\sum \pm M_B(F_i) \pm M = 0$  – сумма моментов относительно точки B

Помня о правиле знаков «+» если движение F или вращение M по часовой, «-» в обратном случае

Задание 2. найти неизвестные реакции  $R_A$  и  $R_B$ , из составленных уравнений равновесия если  $F=300$  Н,  $M=150$  Н·м,  $a=2$  м



$$R_2 = R_1 \cdot 0,906 - 54,9 = 432 \cdot 0,906 - 54,9 \approx 336 \text{ Н}$$

2) сумма проекций всех сил на ось y

$$\sum F_Y = G_{1Y} + G_{2Y} + R_{1Y} + R_{2Y} = -300 + 117,8 + R_1 \cdot 0,422 + 0 = 0$$

$$R_1 = \frac{300 - 117,8}{0,422} \approx 432 \text{ Н}$$

Откуда:

Задание 6

$$M_O(P_1) = P_1 \cdot a = 40 \cdot 0,5 = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_O(P_2) = P_2 \cdot b' = 50 \cdot 0,4 = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Где  $b'$  – кратчайшее расстояние от точки O до силы  $P_2$ ,  $b' = b \cdot \cos(90^\circ - \alpha) = 0,8 \cdot 0,5 = 0,4$  м

Вывод: моменты сил  $P_1$  и  $P_2$  относительно точки O равны.

Задание 7

сумма моментов для точки A

$$-R_B \cdot 4a - F \cdot 2a + M = 0$$

Из этого равенства находим

$$R_B = (-F \cdot 2a + M) / 4a = (-300 \cdot 2 \cdot 2 + 150) / (4 \cdot 2) = -131,25 \text{ Н}$$

сумма моментов для точки B

$$+R_A \cdot 4a - F \cdot 6a + M = 0$$

Из этого равенства находим  $R_A$

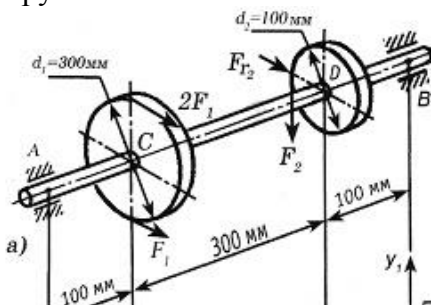
$$R_A = (F \cdot 6a - M) / 2a = (300 \cdot 6 \cdot 2 - 150) / (4 \cdot 2) = 431,25 \text{ Н}$$

Проверка

$$+R_A + R_B - F = 431,25 + (-131,25) - 300 = 0$$

### Тема 1.3 Пространственная система сил

Построить силовую схему для пространственно-нагруженного вала



Правило построения пространственной силовой схемы

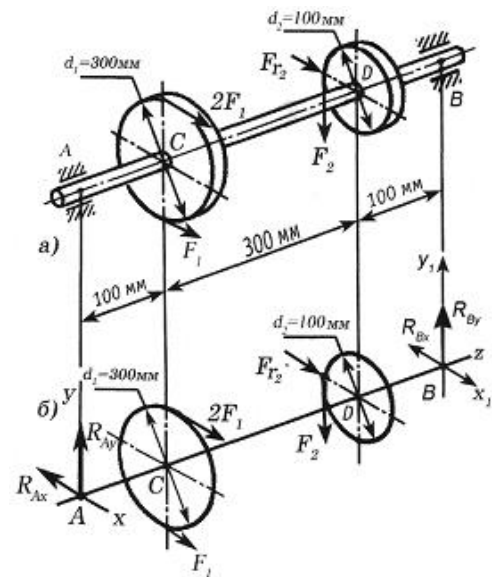
1 Обозначить точками характерные сечения: A и B – опоры, C и D – большое и малое колесо

2 В опорах A и B поставить реакции  $R_A$  и  $R_B$

3 Добавить проекции ко всем силам и реакциям ( $X_A Y_A$  и  $X_B Y_B$ )

4 Силовая схема – это перечерченные из конструкции точки, проекции, и плечи  $l_{AB}$ ,  $l_{AC}$ ,  $l_{AD}$

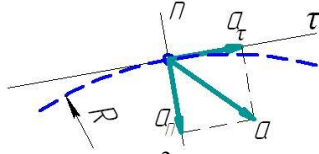
Поставить оси координат  $x, y, z$  – в точке A; и оси координат  $x_1, y_1, z_1$  – в точке B.



Тема 1.5 Кинематика

Задание

1 Определить вид движения точки и ее полное ускорение  $a$ , если известны касательное  $a_\tau$  и центростремительное  $a_n$  ускорение



- а)  $a_\tau = 6 \text{ м/с}^2$ ,  $a_n = 0 \text{ м/с}^2$   
 б)  $a_\tau = -5 \text{ м/с}^2$ ,  $a_n = 10 \text{ м/с}^2$

Задание 2 Определить касательное ускорение  $a_\tau$  при неравномерном движении точки

$$s = t + 0,3 \cdot t^2$$

$$s = 4,9 \cdot t^2$$

Задание 3 Определить высоту вертикального перемещения точки  $s$ , если известно, что ее движение равноускоренное и известны  $a_\tau = g = 9,81 \text{ м/с}^2$ , время перемещения  $t$  и начальная скорость  $v_0$

$$t = 5 \text{ сек}, v_0 = 0,5 \text{ м/с}$$

Задание 4

Как известно, в инерционно-кинетическом аккумуляторе Уфимцева (построенного и примененного им в 1925 г. в ветроэлектростанции), вращающийся диск является аккумулятором механической энергии. При этом наилучшими техническими характеристиками ветроэлектростанция обладает при частоте вращения диска  $n = 1580 \text{ об/мин}$ . Масса и диаметр диска равны  $m = 328 \text{ кг}$ ,  $D = 0,94 \text{ м}$ .

Определить:

1 вариант. На какую высоту  $h$  следует поднять тело той же массы  $m$ , что и диск, чтобы оно обладало той же самой кинетической энергией, какой обладает вращающийся диск в аккумуляторе Уфимцева (кинетическая энергия вращающегося диска

$$E_{BP} = I \cdot \omega^2 / 2, \text{ потенциальная энергия тела,}$$

поднятого на высоту  $E_K = m \cdot g \cdot h$ , момент инерции диска  $I = m \cdot R^2 / 2$ , угловая скорость  $\omega = \pi \cdot n / 30$ )

2 вариант. С какой скоростью  $v$  должно двигаться тело той же массы  $m$ , что и диск, чтобы оно обладало той же самой кинетической энергией, какой обладает вращающийся диск в аккумуляторе Уфимцева (кинетическая энергия вращающегося диска

$$E_{BP} = I \cdot \omega^2 / 2, \text{ кинетическая энергия тела,}$$

двигающегося поступательно  $E_{\Pi} = m \cdot v^2 / 2$ , момент инерции диска  $I = m \cdot R^2 / 2$ , угловая скорость  $\omega = \pi \cdot n / 30$ )

Задание 1

пункт а)

При  $a_\tau = 6 \text{ м/с}^2 > 0$  движение равноускоренное, при  $a_n = 0 \text{ м/с}^2$  движение прямолинейное

$$a = \sqrt{a_\tau^2 + a_n^2} = \sqrt{6^2 + 0^2} = 6 \text{ Н}$$

пункт б)

при  $a_\tau = -5 \text{ м/с}^2 < 0$  движение равнозамедленное,  $a_n = 10 \text{ м/с}^2$  движение криволинейное

$$a = \sqrt{a_\tau^2 + a_n^2} = \sqrt{(-5)^2 + 10^2} = 11,18 \text{ Н}$$

Задание 2

$$a_\tau = s''$$

$$s' = 1 + 0,6 \cdot t, s'' = 0,6 \text{ м/с}^2$$

$$s' = 9,8 \cdot t, s'' = 9,8 \text{ м/с}^2$$

Задание 3  $s = ?$ ,  $a_\tau = g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ,  $t = 5 \text{ сек}$ ,  $v_0 = 0,5 \text{ м/с}$

$$S = v_0 t + a_\tau t^2 / 2 =$$

$$= 0,5 \cdot 5 + 9,81 \cdot 5^2 / 2 = 127 \text{ м}$$

Задание 4

вариант 1

$$E_{BP} = I \cdot \omega^2 / 2 = E_K = m \cdot g \cdot h$$

$$h = \frac{I \cdot \omega^2}{2 \cdot m \cdot g} = \frac{m \cdot R^2 \cdot (\pi \cdot n / 30)^2}{2 \cdot 2 \cdot m \cdot g} =$$

$$= \frac{R^2 \cdot (\pi \cdot n / 30)^2}{4 \cdot g} =$$

$$= \frac{(0,94 / 2)^2 \cdot (3,14 \cdot 1580 / 30)^2}{4 \cdot 10} = 151 \text{ м}$$

вариант 2

$$E_{BP} = I \cdot \omega^2 / 2 = E_K = m \cdot v^2 / 2$$

$$v = \sqrt{\frac{I \cdot \omega^2 \cdot 2}{m}} = \sqrt{\frac{m \cdot R^2 \cdot (\pi \cdot n / 30)^2}{2 \cdot m}} =$$

$$= \sqrt{\frac{R^2 \cdot (\pi \cdot n / 30)^2}{2}} =$$

$$= \sqrt{\frac{(0,94 / 2)^2 \cdot (3,14 \cdot 1580 / 30)^2}{2}} =$$

$$= 55 \text{ м/с}$$

Тема 1.7 Работа и мощность. Общие теоремы динамики

Задание 1 Определить мощности  $P$  на валах приводов.

Задание 2 определить общий КПД привода

Схема сборки привода № 1

двигатель [вал №I] – муфта – [вал №II] закрытая передача [вал №III] – открытая передача – [вал №IV] рабочая машина

Схема сборки привода № 2

двигатель [вал №I] – открытая передача – [вал №II] закрытая передача [вал №III] – муфта – [вал №IV] рабочая машина

правило

[вал А] – передача (муфта) и подшипник - [вал В]

[мощность  $P_B$  на валу В] = - [мощность  $P_A$  на валу А]

КПД передачи (муфта) · КПД подшипника

где  $\eta_{зп} = 0,96$  - КПД закрытой передачи,

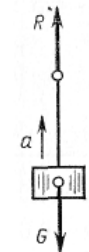
$\eta_{оп} = 0,94$  - КПД открытой передачи,

$\eta_M = 0,98$  - КПД муфты,

$\eta_{пк} = 0,99$  - КПД пары подшипников качения (в редукторе две пары подшипников качения - на быстроходном и тихоходном валу)

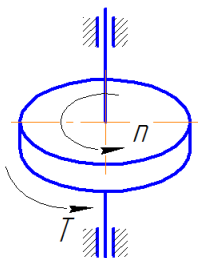
$\eta_{пс} = 0,98$  - КПД пары подшипников скольжения (одна пара подшипников скольжения на приводном валу рабочего механизма \*)

Задание 3 Груз весом  $G$ , подвешенный на нити, поднимается вверх. Реакция нити  $R$ . Дано  $G = 400$  Н,  $R = 480$  Н



Запишите формулу динамики тела и определите ускорение  $a$  груза

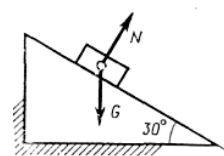
Задание 4



Диск вращается равномерно вокруг своей оси с частотой  $n$ , под действием вращающего момента  $T$ . Дано  $n = 480$  об/мин ( $\omega = 2\pi n/60$ ),  $T = 5,5$  Н·м

Запишите формулу динамики тела и определите развиваемую мощность  $P$

Задание 5



Груз опускается по гладкой плоскости под действием собственного веса.

Дано  $t = 12$  Н,  $v_0 = 0$

Запишите формулу динамики тела и определите скорость  $v$ , которую

тело приобретет через время  $t$ .

Задание 1

Мощность на валу двигателя №I

$$P_I = P_{ДВ}$$

Мощность на валу быстроходного вала №II

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_M \cdot \eta_{пк} \text{ (Схема №1)}$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{пк} \text{ (Схема №2)}$$

Мощность на валу тихоходного вала №III

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк} \text{ (Схема №1)}$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк} \text{ (Схема №2)}$$

Мощность на валу рабочего механизма №IV

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{пс} \text{ (Схема №1)}$$

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_M \cdot \eta_{пс} \text{ (Схема №2)}$$

Задание 2

В приводе все передачи (открытая и закрытая) и узлы (подшипники качения и скольжения, муфта) соединены последовательно. При последовательном соединении элементов коэффициент полезного действия определяют по уравнению:

$$\eta_{общ} = \eta_{зп} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_M \cdot \eta_{пк}^2 \cdot \eta_{пс}$$

Задание 3

$$m \cdot \vec{a} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n = \sum \vec{F}_i$$

$$m = G/g$$

тогда

$$a = \frac{R - G}{m} = \frac{480 - 400}{400/10} = 2 \text{ м/с}^2$$

Задание 4

Угловая скорость

$$\omega = 2\pi n/60 = 2 \cdot 3,14 \cdot 480/60 = 50 \text{ рад/с}$$

$$P = T \cdot \omega = 5,5 \cdot 50 = 225 \text{ Вт}$$

Задание 5

$$m \cdot \vec{v}_{конеч} - m \cdot \vec{v}_{начал} = (\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n) \cdot t$$

$$m \cdot v_k - m \cdot v_0 = G_x \cdot t$$

Где  $m = G/g$

$$G_x = G \cdot \sin(30^\circ)$$

Тогда

$$v = G \cdot \sin(30^\circ) \cdot g / G = 0,5 \cdot 10 = 5 \text{ м/с}$$



Раздел 2 Сопротивление материалов

Тема 2.1 Основные положения

Задание. Какие внутренние силовые факторы возникают в сечении каждого из брусьев, нагруженных, как показано на рисунке 1, а-е?

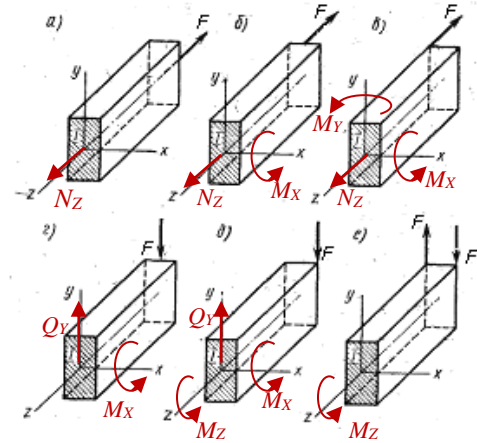
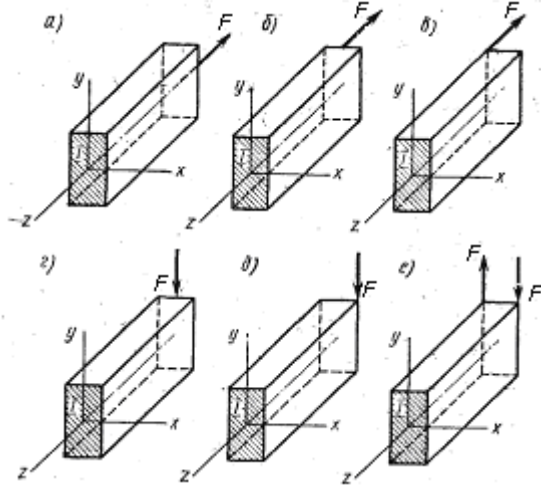
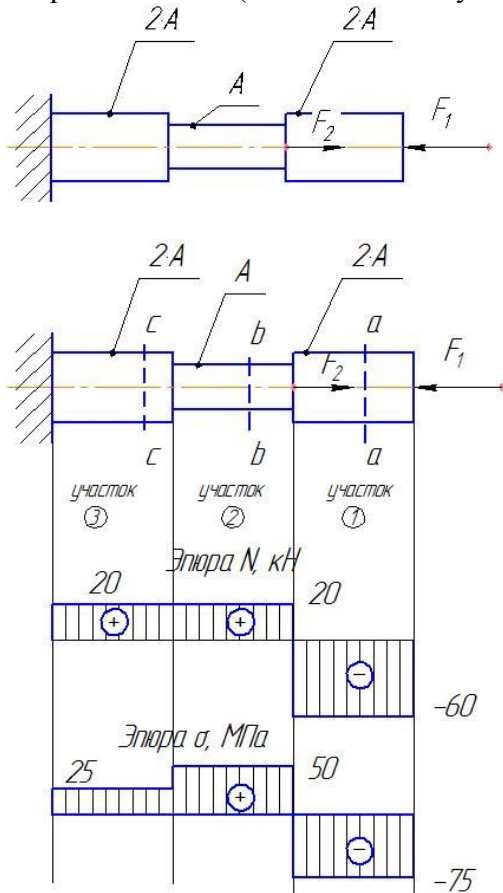


Рисунок 1

Тема 2.2 Растяжение и сжатие

Задан ступенчатый стержень, нагруженный силами  $F_1=60$  кН и  $F_2=80$  кН. Требуется:

- а) построить эпюру продольных сил  $N_z$ ;
- б) определить максимальное значение продольной силы (по абсолютному значению)
- в) построить эпюру нормальных напряжений  $\sigma_z$ , при  $A=400$  мм<sup>2</sup>;
- г) определить максимальное значение нормального напряжения  $\sigma_{max}$  (по абсолютному значению)



Пример эпюр

а) строим эпюру продольных сил  $N_z$ ;

Делим брус на три участка (рисунок). Для определения продольной силы  $N_z$  на каждом участке с использованием метода РОЗУ (разрезать, отбросить, заменить, уравновесить) ставим сечения а-а, б-б, с-с и определяем в каждом из них значения продольной силы  $N_z$ , как алгебраическую сумму всех сил действующих по правую сторону от сечения:

Первый участок  $N_I = -F_1 = \dots$  кН;  
 второй участок  $N_{II} = -F_1 + F_2 = \dots$  кН;  
 третий участок  $N_{III} = \dots$  кН  
 По значениям строим эпюру продольных сил.

б) определить максимальное значение продольной силы (по абсолютному значению)

$N_{max} = N_I = \dots$  кН

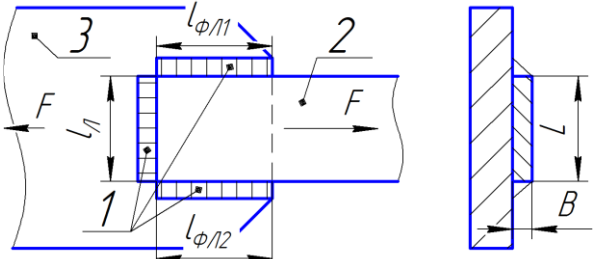
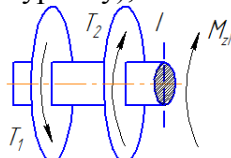
в) построить эпюру нормальных напряжений  $\sigma_z$ , при  $A=400$  мм<sup>2</sup>;  
 Определяем значения нормальных напряжений на каждом участке, как отношение продольной силы к площади поперечного сечения соответствующего участка:

Первый участок  $\sigma_{zI} = N_I / (2A) = \dots$  МПа;

второй участок  $\sigma_{zII} = N_{II} / (A) = \dots$  МПа;

третий участок  $\sigma_{zIII} = \dots$  МПа

По значениям строим эпюру нормальных напряжений.

	<p>г) определить максимальное значение нормального напряжения <math>\sigma_{\max} = \dots\dots\dots</math> МПа</p>
<p>Тема 2.3 Срез и смятие          Определить величину допустимой нагрузки [F] для сварочного шва 1, соединяющего пластину 2 и косынку 3. Исходные данные: толщина B и ширина L пластины: B=10 мм, L=50 мм; материал пластины и косынки - сталь Ст3, допустимое напряжение [ <math>\sigma_p</math> ] = 160 Н/мм<sup>2</sup>, длина лобового шва <math>l_{\text{Л}}=L=50</math> мм, длины фланговых швов <math>l_{\text{ФЛ1}}=l_{\text{ФЛ2}}=70</math> мм, высота катета шва <math>K=B=10</math> мм.</p> 	<p>Определить величину допустимой нагрузки [F] из условия прочности на срез</p> $\tau_{cp} \leq [\tau_{cp}]$ <p>где а) <math>\tau_{cp} = [F] / (l_{\text{ш}} \cdot K)</math>,  откуда <math>[F] = [\tau_{cp}] (l_{\text{ш}} \cdot K) = \dots</math></p> <p>б) допустимое напряжение на срез нахлесточного шва <math>[\tau_{cp}] = 0,6[\sigma_p] = \dots\dots\dots</math> Н/мм<sup>2</sup></p> <p>в) катет шва равен толщине пластины <math>K = B = \dots</math></p> <p>г) Общая длина шва также равна (согласно схеме соединения) <math>l_{\text{ш}} = 2l_{\text{ФЛ}} + l_{\text{Л}} = \dots</math></p>
<p>Тема 2.4 Кручение          1 Определить необходимый диаметр вала для примера, показанного на рисунке, на основании условия жесткости, если заданы <math>T_1</math> и <math>T_2</math>, <math>[\varphi_0] = 0,001</math> рад/м, <math>G = 0,8 \cdot 10^4</math> МПа ;          2 Определить касательное напряжение <math>\tau_{\max}</math> при для диаметра, найденного в п.1.          Данные по варианту (согласно поледеней цифре по журналу), <math>T_1=100</math> Н·м, <math>T_2=250</math> Н·м</p>  <p>рисунок</p>	<p>1 Проектный расчет вала на жесткость – определение диаметра</p> $d = \sqrt[4]{\frac{ M_z  \cdot 32}{\pi \cdot G \cdot [\varphi_0]}}$ <p>вала (в мм)</p> <p>где - <math>M_z = -T_1 + T_2</math></p> <p>2 Наибольшее касательное напряжение определяют по формуле <math>\tau_{\max} = M_z / W_p</math>  где <math>W_p</math> - полярный момент сопротивления для вала круглого поперечного сечения</p> $W_p = \frac{I_p \cdot 2}{d} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$
<p>Тема 2.5 Геометрические характеристики плоских сечений          Творческое задание          1 Определить момент инерции и момент сопротивления для сечения прямоугольной формы размером bхh для оси X;          2 Определить нормальное напряжение <math>\sigma_{\max}</math> при изгибе, если известен наибольший изгибающий момент <math>M_{\text{Хmax}}</math> (Н·м).          Данные по варианту (согласно поледеней цифре по журналу), <math>b=0,01</math> м, <math>h=0,05</math> м, <math>M_{\text{Хmax}}=100</math> Нм</p>	<p>1 Моменты сопротивления для площади прямоугольной формы шириной b и высотой h для главных осей X и Y (осей симметрии) равны</p> $W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad \text{и} \quad W_y = \frac{h \cdot b^2}{6}$ <p>2 Наибольшее механическое напряжение <math>\sigma_{\max} = M_{\text{Хmax}} / W_x</math></p>
<p>Тема 2.6 Изгиб          Задание 1          Определить значения поперечной силы и изгибающего момента в сечении I согласно рисунка 1 и , если          рисунок 1: <math>F=2</math> кН, <math>z,=2,5</math> м          рисунок 2: <math>q=2</math> кН/м, <math>z_1,=1,5</math> м</p>	<p>Задание 1          Рисунок 1          Уравнение поперечной силы <math>Q_{YI} \pm F_1 = - F_1</math> – это уравнение независимое от переменной z          Уравнение изгибающего момента <math>M_{XI} = (-F \cdot Z_1) + (-M_1)</math> – это линейное уравнение          Рисунок 2</p>

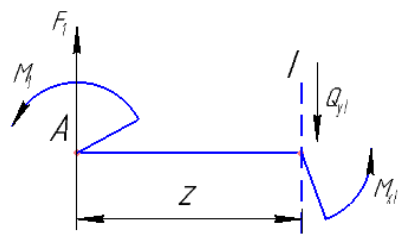


Рисунок 1

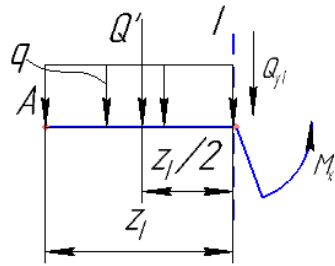


Рисунок 2

Вывод (записать и выбрать в скобках правильный ответ)

Применяя метод РОЗУ для балки, к которой приложена сосредоточенная сила и и изгибающий момент, выяснили, что

- 1) Уравнение поперечной силы  $Q_{Y1} \pm F_1 = -F_1$  – это ( линейное уравнение / уравнение, не зависящее от переменной z )
- 2) Уравнение изгибающего момента  $M_{X1} = (-F \cdot z_1) + (-M_1)$  – это (линейное уравнение / уравнение, не зависящее от переменной z )

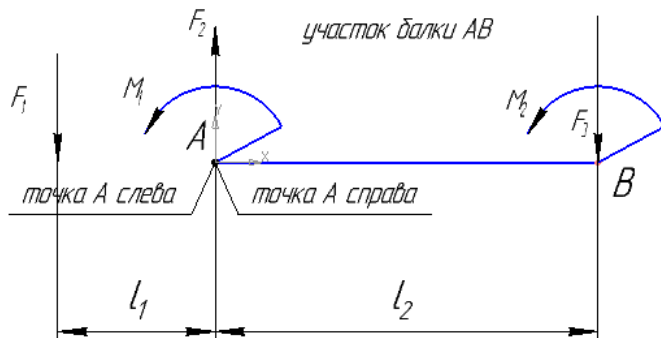
Применяя метод РОЗУ для балки, к которой приложена равномерно-распределенная нагрузка, выяснили, что

- 3) Уравнение поперечной силы  $Q_{Y1} = -q \cdot z_1$  – это ( уравнение параболы / линейное уравнение )
- 4) Уравнение изгибающего момента  $M_{X1} = -q \cdot (z_1)^2 / 2$  – это ( уравнение параболы / линейное уравнение )

Задание 2

Определить значения поперечной силы и изгибающего момента

- 1) для рисунка 3, в точке В слева и справа, если  $F_1 = 100 \text{ Н}, F_2 = 200 \text{ Н}, F_3 = 300 \text{ Н}, M_1 = 100 \text{ Нм}, M_2 = 200 \text{ Нм}, l_1 = 1 \text{ м}, l_2 = 2 \text{ м}$



- 2) для рисунка 4 в точке В слева и справа, если  $q = 2 \text{ кН/м}, l = 1,5 \text{ м}, l_1 = 2,5 \text{ м}$

Применяя метод РОЗУ для балки, к которой приложена равномерно-распределенная нагрузка, выяснили, что

Уравнение поперечной силы  $Q_{Y1} = -q \cdot z_1$  – это линейное уравнение

Уравнение изгибающего момента  $M_{X1} = -q \cdot (z_1)^2 / 2$  – это уравнение параболы

Задание 2

- 1) Значения поперечной силы и изгибающего момента в точке В

$$Q_{YB}^{ЛЕВ} = \pm F_1 \pm F_2 = -F_1 + F_2 =$$

$$M_{XB}^{ЛЕВ} = (\pm F_1 \cdot (l_1 + l_2)) + (\pm F_2 \cdot l_2) +$$

$$+ (\pm M_1) = (-F_1 \cdot (l_1 + l_2)) +$$

$$+ (+F_2 \cdot l_2) + (-M_1) =$$

$$Q_{YB}^{ПРАВ} = \pm F_1 \pm F_2 \pm F_3 = \dots$$

$$M_{XB}^{ПРАВ} = (\pm F_1 \cdot (l_1 + l_2)) + (\pm F_2 \cdot l_2) +$$

$$+ (\pm M_1) + (\pm M_2) = \dots$$

- 2) На рисунке 2 значения поперечной силы и изгибающего момента в точках

$$Q_{YA}^{ЛЕВ} = \pm Q' = -Q' = -q \cdot l$$

$$M_{XA}^{ЛЕВ} = (\pm Q' \cdot l_1) = -Q' \cdot l_1 = -(q \cdot l) \cdot l_1$$

$$Q_{YA}^{ПРАВ} = \pm Q' = -Q' = -q \cdot l, \text{ для}$$

$$\text{рисунка 2 } Q_{YA}^{ПРАВ} = Q_{YA}^{ЛЕВ}$$

$$M_{XA}^{ПРАВ} = (\pm Q' \cdot l_1) = -Q' \cdot l_1 = -(q \cdot l) \cdot l_1,$$

$$\text{для рисунка 2 } M_{XA}^{ПРАВ} = M_{XA}^{ЛЕВ}$$

Тема 2.7 Гипотезы прочности. Сопротивление усталости. прочность при динамических нагрузках

Задание 1

Улучшатся ли условия работы круглого стержня АВ, если удалить одну из сил F, приложенной в точке D? Обоснуйте ваше заключение, используя третью гипотезу прочности, взяв за критерий сравнения эквивалентный изгибающий момент  $M_{ЭКВIII}$  до и после удаления силы F.

Задание 1

Расчетное напряжение по III гипотезе прочности равно

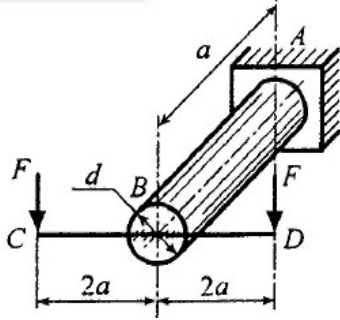
$$\sigma_{ЭКВIII} = M_{ЭКВIII} / W_x, M_{ЭКВIII} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}.$$

- 1) При действии двух сил:

$$M_x = 2Fa, M_y = 0, M_z = 0$$

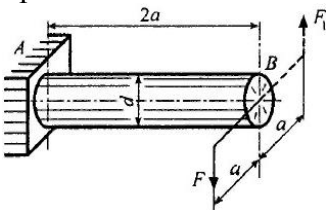
$$M_{ЭКВIII}^{(1)} = 2Fa$$

- 2) При действии одной силы, приложенной в точке С



Задание 2

Как изменится запас прочности стержня (увеличится или уменьшится), если к нему приложить дополнительно силу  $F_1 = F$  (показана пунктиром). Изменение запаса прочности стержня проследить по отношению изгибающих моментов по третьей гипотезе прочности  $M_{\text{эквIII}}^{(1)} / M_{\text{эквIII}}^{(2)}$  до и после приложения силы  $F_1$  . .



$$M_x = \dots ; M_y = \dots ; M_z = \dots$$

$$M_{\text{эквIII}}^{(2)} =$$

Как видим, во втором случае

расчетные напряжения будут в  $M_{\text{эквIII}}^{(2)}$

$/ M_{\text{эквIII}}^{(1)}$  = \_\_\_\_\_ раза больше (или меньше), чем в первом?

Поэтому, условия работы круглого стержня АВ: улучшатся ( $M_{\text{эквIII}}^{(2)} / M_{\text{эквIII}}^{(1)} < 1$ ) или ухудшатся ( $M_{\text{эквIII}}^{(2)} / M_{\text{эквIII}}^{(1)} > 1$ ).

Задание 2

Расчетное напряжение по третьей гипотезе прочности равно

$$\sigma_{\text{эквIII}} = M_{\text{эквIII}} / W_x, \quad M_{\text{эквIII}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}$$

1) При действии одной силы

$$M_x = 2Fa ; \quad M_y = 0 ; \quad M_z = Fa$$

$$M_{\text{эквIII}}^{(1)} =$$

2) После приложения дополнительной силы  $F_1 = F$

$$M_x = 0 ; \quad M_y = 0 ; \quad M_z = 2Fa$$

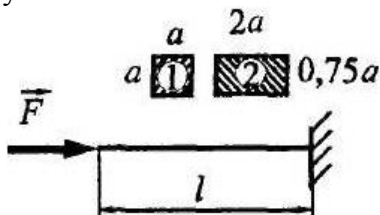
$$M_{\text{эквIII}}^{(2)} =$$

Отношение моментов  $M_{\text{эквIII}}^{(1)} / M_{\text{эквIII}}^{(2)}$  =

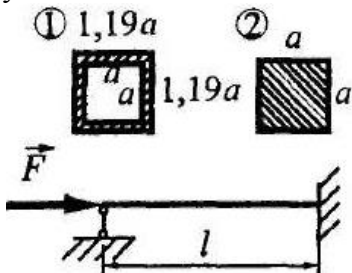
Как видим, после приложения дополнительной силы  $F_1$  запас прочности увеличится (т.к.  $M_{\text{эквIII}}^{(1)} / M_{\text{эквIII}}^{(2)} > 1$ ) или уменьшится (т.к.  $M_{\text{эквIII}}^{(1)} / M_{\text{эквIII}}^{(2)} < 1$ )?

Тема 2.8 Устойчивость сжатых стержней

Задание 1. Учитывая, что потеря устойчивости происходит в упругой стадии, установите, какой из двух стержней обладает большим запасом устойчивости?



Задание 2. Учитывая, что потеря устойчивости происходит в упругой стадии, установите, какой из двух стержней обладает большим запасом устойчивости?



Задание 3

а) установить, относится ли данный стержень к стержням большой гибкости, если материал стержня

Задание 1 Вычисляем минимальные моменты инерции поперечных сечений стержней

$$I_{\text{min}}^{(1)} = bh^3 / 12 = a^4 / 12,$$

$$I_{\text{min}}^{(2)} = 2a \cdot (0,75a)^3 / 12 = 0,84$$

Так как  $I_{\text{min}}^{(1)} > I_{\text{min}}^{(2)}$ , то первый стержень обладает большим запасом устойчивости.

Задание 2 Решение

Вычисляем моменты инерции поперечных сечений стержней:

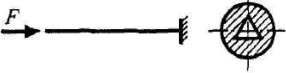

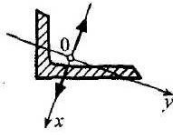
$$I_{\text{min}}^{(1)} = (1,19a)^4 / 12 - a^4 / 12 = a^4 / 12,$$

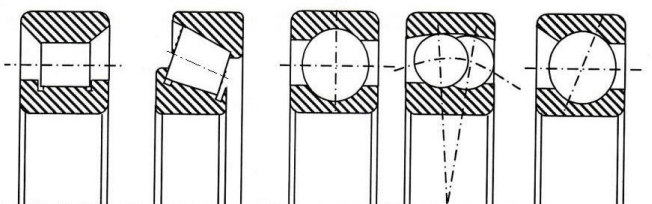
$$I_{\text{min}}^{(2)} = a^4 / 12.$$

Сделайте вывод о том, равноустойчивы ли стержни?

Задание 3

Для данного сечения моменты инерции относительно всех центральных осей совпадают, поэтому след плоскости, в которой

<p>сталь (<math>E=2 \cdot 10^5</math> МПа), <math>\sigma_{\text{пц}}=80</math> МПа, <math>l=2000</math> мм, <math>i_{\text{min}}=20</math> мм</p> <p>б) Укажите след плоскости, в которой будет выпучиваться при потере устойчивости стержень данной формы поперечного сечения.</p>  <p>Задание 4</p> <p>а) установить, относится ли данный стержень к стержням большой гибкости, если материал стержня алюминий (<math>E=0,7 \cdot 10^5</math> МПа), <math>\sigma_{\text{пц}}=60</math> МПа, <math>l=500</math> мм, <math>i_{\text{ymin}}=10,9</math> мм</p> <p>Укажите след плоскости, в которой будет выпучиваться при потере устойчивости стержень данной формы поперечного сечения.</p> 	<p>будет выпучиваться при потере устойчивости стержень данной формы поперечного сечения может являться одна из двух центральных осей</p> <p>Задание 4</p> <p>При потере устойчивости изгиб стержня происходит в вокруг оси с наименьшим осевым моментом инерции (ось y).</p> <p>Возможные направления выпучивания показаны на рисунке стрелками</p> 
<p>Раздел 3 Детали машин</p> <p>Тема 3.1 Основные понятия. Общие сведения о передачах</p> <p>Задание. На основании формулы передаточного числа <math>u=\omega_1/\omega_2=n_1/n_2=T_2/(T_1 \cdot \eta)</math>,  Дать правильный ответ:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1) Передаточное число передачи <math>u_{1-2} = 3</math>. Какой вал — ведущий или ведомый — вращается с большей угловой скоростью? Как называется такая передача?</li> <li>2) Передаточное число передачи <math>u_{1-2} = 1/3</math>. Какой вал — ведущий или ведомый — вращается с большей угловой скоростью? Как называется такая передача?</li> <li>3) Частота вращения ведущего вала передачи <math>n = 1000</math> об/мин, передаточное число <math>u_{1-2} = 4</math>. Определить частоту вращения <math>n_2</math> ведомого вала передачи.</li> <li>4) Частота вращения ведомого вала передачи <math>n_2 = 500</math> об/мин, передаточное число <math>u_{1-2} = 2</math>. Определить частоту вращения <math>n_1</math> ведущего вала передачи.</li> <li>5) Частота вращения ведущего вала передачи <math>n_1 = 1200</math> об/мин, частота вращения ведомого вала передачи <math>n_2 = 400</math> об/мин. На каком валу передачи вращающий момент больше? Во сколько раз?</li> <li>б) С какой целью в машинах применяются силовые передачи? Приведите пример. С какой целью в машинах применяются кинематические передачи? Приведите пример.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) Передаточное число передачи <math>u_{1-2} = 3 = \omega_1/\omega_2</math>, значит ведущий вращается с большей угловой скоростью. передача называется силовой</li> <li>2) Передаточное число передачи <math>u_{1-2} = 1/3 = \omega_1/\omega_2</math> значит ведомый вал вращается с большей угловой скоростью. Передача называется кинематической</li> <li>3) <math>n_1 = 1000</math> об/мин, передаточное число <math>u_{1-2} = 4</math>.  Знаем <math>u = n_1/n_2 = 4</math>, откуда частота вращения <math>n_2</math> ведомого вала передачи <math>n_2 = n_1 / u = 1000/4 = 250</math> об/мин</li> <li>4) <math>n_2 = 500</math> об/мин, передаточное число <math>u_{1-2} = 2</math>.  Знаем <math>u = n_1/n_2 = 2</math>, откуда частота вращения <math>n_1</math> ведомого вала передачи <math>n_1 = n_2 \cdot u = 500 \cdot 2 = 1000</math> об/мин</li> <li>5) <math>n_1 = 1200</math> об/мин, <math>n_2 = 400</math> об/мин.  Знаем <math>u = n_1/n_2 = T_2/T_1</math>  <math>u = n_1/n_2 = 1200/400 = 3</math>, откуда <math>u = T_2/T_1 = 3</math>, значит вращающий момент больше на ведомом валу в 3 раза</li> <li>б) в машинах силовые передачи применяются целью повышения вращающего момента (силы вращения). Пример, редукторы приводов машин. В машинах кинематические передачи применяются с целью повышения</li> </ol>

	угловой скорости. Пример, вариаторы приводов машин.
<p>Тема 3.3 Валы и оси, опоры Указать правильный рисунок подшипника качения</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1) Шариковый радиальный</li> <li>2) Шариковый двухрядный сферический</li> <li>3) Роликовый радиальный</li> <li>4) Шариковый радиально упорный</li> <li>5) Роликовый конический</li> </ol> <p style="text-align: center;">А      Б      В      Г      Д</p> 	<p>Шариковый радиальный - В Шариковый двухрядный сферический - Г Роликовый радиальный - А Шариковый радиально упорный - Д Роликовый конический - Б</p>

### Критерии оценивания творческого задания

Учащиеся приводят решение на творческое задание в письменном виде в тетради или на подписанной бумаге. Учитывается представление лекционного материала, и информации из справочной и учебной литературы, правильность решения и аккуратность оформления.

**Оценка «5»** Творческое задание выполнено в полном объеме с соблюдением необходимой последовательности. Учащийся работал полностью самостоятельно: применял лекционный материал, учебники, справочники; грамотно, с пояснениями и аккуратно привел решение и ответ.

**Оценка «4»** Творческое задание выполнено в полном объеме с незначительным отклонением от необходимой последовательности. Учащийся применял рекомендуемый преподавателем лекционный материал. Лаконично привел решение и ответ. Допускал в результатах решения ответ без единиц измерения.

**Оценка «3»** Творческое задание выполнено с отклонением от необходимой последовательности, либо не по индивидуальным данным. Учащийся испытывал затруднение в применении лекционного материала или учебника. Дал ответ крайне лаконично, без пояснения решения и ответа. Допускал в результатах решения неточности, ответы без единиц измерения, не аккуратность при оформлении.

**Оценка «2»** Творческое задание выполнено не в полном объеме. Учащийся не применял лекционный материал. Отсутствуют ясные ответы в решении. Творческое задание оформлено крайне не аккуратно. Игнорированы консультация и помощь со стороны преподавателя либо успевающих учащихся.

## Защита курсового проекта

Вопрос	Рекомендуемое содержание ответа
1 Актуальность темы курсового проекта	Актуальность проекта обусловлена необходимостью повышения производительности, энергетической эффективности приводов и машин
2 Из каких разделов состоит курсовой проект	В проекте четыре раздела – введение, анализ элементов привода, расчет элементов привода, выводы
3 Назначение рабочего механизма и привода машины	рабочего механизма необходим для совершения полезной работы (транспортировки, подъема и пр.) Привод создает необходимое и достаточное количество механической энергии для рабочего механизма машины
4 Коэффициент полезного действия привода	Общий коэффициент полезного действия привода $\eta_{\text{ОБЩ}} = \eta_{\text{ЗП}} \cdot \eta_{\text{ОП}} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{ПК}}^2 \cdot \eta_{\text{ПС}}$
5 На основании какой мощности выбран электродвигатель	На основании полезной мощности и КПД привода, выбран асинхронный электродвигатель серии 4А с номинальной частотой вращения $n_{\text{НОМ}}$ и мощностью $P_{\text{НОМ}}$
6 Какие силовые и кинематические характеристики были определены для валов привода	для четырех валов (ДВ, Б, Т, РМ), установленных в приводе, определены мощность, частота вращения угловая скорость и вращающий момент
7 Как называют закрытую передачу в приводе и для чего она нужна?	Закрытая передача в приводе – это одноступенчатый редуктор (механизм, предназначенный для уменьшения угловой скорости и повышения вращающего момента ведомом валу).
8 Каким видом механической передачи является редукторная пара и в чем ее достоинства и недостатки?	редукторной парой является – цилиндрическая, червячная или коническая передача
9 Расшифруйте маркировку и объясните термообработку деталей редукторной пары (ведущей и ведомой шестерни / червяка и червячного колеса)	для заготовки зубчатых колес (или червяка), выбрана термообработка: <i>А) Нормализация</i> - Позволяет получить среднюю нагрузочную способность, но при этом зубья колес хорошо и быстро прирабатываются, и сохраняют точность, полученную при механической обработке. <i>Б) Улучшение</i> - Обеспечивает более высокую твердость, чем при нормализации, но нарезание зубьев более энергозатратно. <i>В) Закалка токами высокой частоты (ТВЧ)</i> - Дает высокую нагрузочную способность при достаточно простой технологии.
10 Какие механические характеристики рассчитаны для материала деталей редукторной пары?	рассчитаны допустимое контактное напряжение $[\sigma]_{\text{H}}$ и напряжение изгиба $[\sigma]_{\text{F}}$
11 На основании какой	Из проектного расчета на контактную прочность

механической характеристики определено межосевое расстояние $a_w$ (или внешнее конусное расстояние $R_e$ )?	зуба для редукторной пары по значению $[\sigma]_{H2}$ определено межосевое расстояние $-a_w$ (внешнее конусное расстояние $R_e$ для конической)
12 На основании какой механической характеристики определен модуль $m$ зубьев (для цилиндрической или конической передач)?	из проектного расчета на прочность зуба при изгибе по значению $[\sigma]_{F2}$ определен модуль $m$ (мм)
13 Назовите геометрические размеры редукторной пары?	диаметры: делительный, вершин и впадин зубьев. Ширина шестерни (червяка) и колеса.
14 Как обозначены и что размещено на ступенях валов редуктора?	Ступень 1 - выходящий конец вала; под посадку элемента открытой передачи (звездочка, шестерня, шкив, полумуфта); Ступень 2 и 4 под посадку подшипника качения; Ступень 3 под посадку колеса, а также компенсационных втулок; ступень 5 буртик (только для тихоходного вала); для осевой фиксации ведомого колеса
15 Как определялся номер подшипников валов редуктора?	Порядок определения цифр в номере подшипника качения: - первая и вторая умноженные на 5 определяют внутренний диаметр - третья - серия подшипника по ширине - четвертая - тип подшипника - пятая - конструктивное отличие подшипника от базового типа
16 Объясните расшифровку назначение наружных и внутренних деталей подшипникового узла	ЦС – это централизованная смазка (масляный туман или смазочные каналы в корпусе) МЗШ (маслозащитная шайба) – для защиты подшипника быстроходного вала от попадания частиц из участка зацепления редукторной пары; УП (уплотнительная шайба) – как МЗШ, но дополнительно сохраняет смазочный материал в подшипнике качения МУШ (мазеудерживающая шайба) – то же, что и УП но для тихоходного вала Бр (брызговик) – необходим для разбрызгивания масла и создания масляного тумана и, тем самым, смазывания редукторной пары и подшипников тихоходного вала (централизованная смазка)
17 Что является конструктивными элементами корпуса редуктора?-	В корпусе выполнены отверстия правильной формы для прохода в корпус деталей редукторной пары и монтажа вспомогательных элементов (крышек, пробок, маслоуказателя, крепежных деталей, отдушины) Отверстия в корпусе дополнительно упрочняются фланцем (утолщением корпуса). Для подъемно-транспортных операций выполняют проушины.
18 Назначение и критерий	Смазка редукторной пары необходима для снижения



выбора смазочного материала для редукторной пары и подшипников	потеря энергии на трение и отвода теплоты из участка зацепления.
19 Способ смазки редукторной пары и подшипников и правило расчета	Редукторная пара смазывается: окунанием колеса или масляным туманом. Объем масла для редукторной пары $V = 0,6 \cdot P$ (л)
20 Назовите основные этапы сборки редуктора .	сборки редуктора в четыре этапа: Монтаж валов, «Наживная» (первичная) сборка, настройка зацепления и чистовая сборка.
21 Каким видом механической передачи является открытая передача в приводе и назовите ее достоинства и недостатки–	это - плоскоременная, клиноременная, поликлиновая, цепная, прямозубая цилиндрическая или коническая.
22 Назовите результаты расчета открытой передачи	-для ременной передачи определены – тип ремня , межосевой расстояние , размеры шкивов; пригодность -для цепной передачи – шаг цепи, межосевое расстояние, число звеньев цепи; пригодность -для цилиндрической (кинической) - геометрические размеры колес
23 Какой тип муфты использован для соединения валов привода и в чем состоял порядок подбора ее по стандарту?	Для соединения валов двигателя и быстроходного или тихоходного и рабочего механизма в приводе применена стандартная муфта, номинальный момент для которой подобран по значению вращающего момента на ведущем валу
24 Что определяет технический уровень редуктора	Технический уровень редуктора $\gamma$ является технико-экономическим показателем, определяющим степень совершенства конструкции редуктора -это отношение массы редуктора $m$ , (кг) к моменту $T_{III}$ (Н • м) на тихоходном валу
25 Что определяет унификацию редуктора	Применение стандартных деталей (шпонок и др.) и изделий (подшипников качения и др.) обеспечивает хорошую ремонтпригодность и унификацию как редуктора, так и привода в целом.
26 Назовите основные разделы спецификации сборочного чертежа редуктора	Документация – это сборочный чертеж редуктора, сборочные единицы (на них имеются отдельные спецификации); детали; стандартные изделия; материалы

### **Критерии оценивания ответа на защите курсового проекта**

Ответ студента должен представлять собой последовательное, логически связанное сообщение на заданный вопрос.

Оценка «5» ставится, если:

1. Студент дает точную формулировку понятий и определений
2. Понимает материал и может обосновать свои суждения
3. Может выявить связь результатов, полученных при курсовом проектировании с практикой и привести примеры.

Оценка «4» ставится, если:

1. Студент допускает одну - две ошибки в формулировке понятий и определений, однако которые может самостоятельно исправить.
2. Понимает материал, но собственные суждения обосновывает неполно.
3. Связь результатов курсового проектирования может установить только на одном примере.

Оценка «3» ставится, если:

1. Студент показывает знание основных определений, но излагает материал неполно и допускает неточности в формулировке определений, которые самостоятельно исправить не может

2. Возникают трудности в обосновании собственных суждений

3. Слабо понимает назначение результаты, полученные при курсовом проектировании.

Оценка «2» ставится, если при ответе студента обнаруживается незнание большей части соответствующего вопроса, допускает ошибки в формулировке определений, которые искажают их смысл; материал излагает беспорядочно; нарушает культуру речи.

## Критерии оценивания ответов на экзаменационные вопросы

Допуском к экзамену является:

- выполнены все расчетно-графические работы, задачи практических занятий;
- имеются положительные оценки по контрольным опросам и творческим заданиям;
- защищен курсовой проект.

На экзамене учащийся дает устный ответ на вопросы билета (ответ на вопросы билета учащийся кратко записывает на листах писчей бумаги формата А4 с мокрой печатью судомеханического техникума). Время на ответ билета – 60 минут.

В экзаменационном билете два вопроса и задача. Условие задачи следует записать полностью или в краткой форме.

Выставляемая оценка определяется количеством правильных ответов и правильно решенной задачей.

Критерии оценки следующие:

При правильном ответе:

- на 2 вопроса и правильно решенную задачу – оценка «отлично»;
- на 1 вопрос и правильно решенную задачу – оценка «хорошо»;
- на 2 вопроса либо правильно решенную задачу – оценка «удовлетворительно»
- на 1 вопрос либо неправильно решенную задачу – оценка

«неудовлетворительно»

Правильность ответа на вопрос и решения задачи, состоит в:

- 1 применении общепринятой терминологии, формул, графиков и т.п.
- 2 грамотности, адекватности и полноте результатов решения задачи

В конце работы студент дату и подпись. Преподаватель ставит оценку, дату проверки и подпись.

## Вопросы экзамена

Вопрос	Рекомендуемое содержание ответа
1 Основные определения и аксиомы статики? Дать определение силы, её изображение, назвать её элементы и единицы измерения.	<p>Статика - это раздел механики, в котором излагается общее учение о силах и изучаются условия равновесия материальных тел, находящихся под действием сил.</p> <p>Под равновесием тела в статике понимается состояние его покоя по отношению к другим телам, принимаемым за неподвижные.</p> <p>Материальным телом называется некоторое количество вещества, которое заполняет какой-нибудь объем в пространстве.</p> <p>Материальной точкой называется простейшая модель материального тела любой формы, размеры которого достаточно малы, и которое можно принять за геометрическую точку, имеющую определенную массу.</p> <p>Механической системой называется любая совокупность материальных точек.</p> <p>Абсолютно твердым телом (или неизменяемой механической системой) называется материальное тело, геометрическая форма которого и размеры не изменяются ни при каких механических воздействиях со стороны других тел, а расстояние между любыми двумя его точками остается постоянным.</p> <p>Сила - это основная количественная мера механического воздействия одного тела на другое, которая характеризует его интенсивность и направление.</p> <p>Природа силы может быть различной. Это могут быть</p>

гравитационные, электромагнитные, упругие силы или силы давления. Теоретическая механика не интересуется природой сил.

Сила определяется точкой приложения, числовым значением и направлением действия, т.е. является векторной величиной.

Модуль силы находят путем ее сравнения с силой, принятой за единицу. Для статического измерения силы служат приборы, называемые динамометрами.

Силу как величину векторную обозначают какой-либо буквой со знаком вектора (например,  $\vec{F}$  или  $\vec{P}$ ). Для выражения числового значения силы или ее модуля используется знак модуля от вектора или те же буквы, но без знака вектора (например,  $|\vec{F}|$  и  $|\vec{P}|$  или  $F$  и  $P$ ).

Системой сил называется группа сил, которые действуют на рассматриваемое тело или (в общем случае) на точки механической системы.

Если линии действия всех сил лежат в одной плоскости, то система сил называется плоской, а если эти линии действия не лежат в одной плоскости, - то система сил называется пространственной.

Системой сил эквивалентной нулю (или уравновешенной системой сил) называется такая система сил, действие которой на твердое тело или материальную точку, находящиеся в покое или движущиеся по инерции, не приводит к изменению состояния покоя или движения по инерции этого тела или материальной точки.

$$(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n) \text{ эквивалентна } 0$$

Две системы сил называются эквивалентными, если их действие по отдельности на одно и то же твердое тело или материальную точку одинаково при прочих равных условиях.

$$(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n) \text{ эквивалентна } (\vec{F}'_1, \vec{F}'_2, \dots, \vec{F}'_k)$$

Равнодействующей силой рассматриваемой системы сил называется сила, действие которой на твердое тело или материальную точку эквивалентно действию этой системы сил. Равнодействующую силу обозначают обычно  $\vec{R}$

$$(\vec{R}) \text{ эквивалентна } (\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n)$$

Уравновешивающей силой рассматриваемой системы сил называется сила, добавление которой к заданной системе сил дает новую систему, эквивалентную нулю.

Уравновешивающая сила равна по модулю равнодействующей и противоположна ей по направлению.

Сила, приложенная к телу в одной его точке называется сосредоточенной. Силы, действующие на все точки данного объема, данной части поверхности тела или данной части кривой, называются распределенными.

#### Аксиомы статики

Аксиома о равновесии двух сил. Если на свободное абсолютно твердое тело действуют две силы, то тело может находиться в равновесии тогда и только тогда, когда эти силы равны по величине и направлены вдоль одной прямой в противоположные стороны (рис 1).

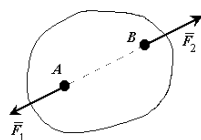


Рисунок 1

Аксиома о добавлении (отбрасывании) уравновешенной системы

сил. Если на твердое тело действует система сил, то к ней можно добавить (отбросить) уравновешенную систему сил. Полученная после добавления (отбрасывания) новая система сил эквивалентна первоначальной.

Аксиома параллелограмма сил. Две силы (рис 2), приложенные к телу в одной точке, имеют равнодействующую, приложенную в той же точке и равную по величине и направлению диагонали параллелограмма, построенного на этих силах, как на сторонах.

$$\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$$

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\overline{F_1, F_2})}$$

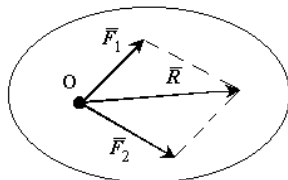


Рисунок 2 - Равнодействующая двух сил

Эта аксиома допускает и обратное утверждение:

Силу можно разложить бесчисленным множеством способов на две силы, приложенные в любой точке линии действия данной силы.

Аксиома о равенстве действия и противодействия. При всяком действии F` одного материального тела на другое имеет место такое же по величине, но противоположное по направлению противодействие -F.

(рис 3).

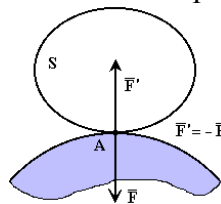


Рисунок **Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует..1** - Равенство взаимодействия двух сил

2 Какую силу называют равнодействующей и уравнивающей? Графический способ нахождения равнодействующей

Равнодействующей силой рассматриваемой системы сил называется сила, действие которой на твердое тело или материальную точку эквивалентно действию этой системы сил. Равнодействующую силу обозначают обычно  $\vec{R}$

$$(\vec{R}) \text{ эквивалентна } (\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n)$$

Уравнивающей силой рассматриваемой системы сил называется сила, добавление которой к заданной системе сил дает новую систему, эквивалентную нулю.

Уравнивающая сила равна по модулю равнодействующей и противоположна ей по направлению.

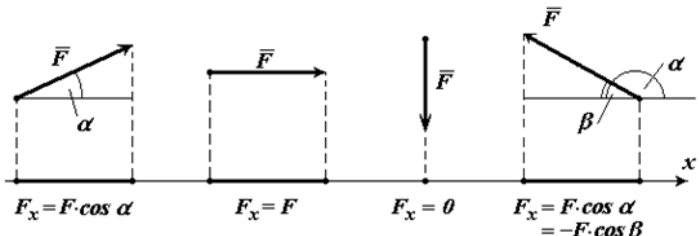
Графическое определение равнодействующей основано на второй аксиоме: две силы, приложенные к телу в одной точке, имеют равнодействующую, приложенную в той же точке и равную по величине и направлению диагонали параллелограмма, построенного на этих силах, как на сторонах.

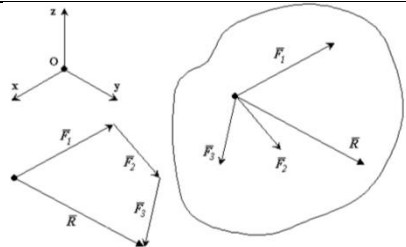
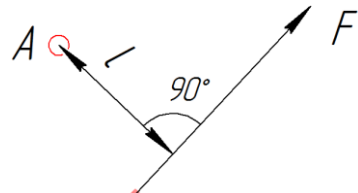
Аналитическое определение равнодействующей плоской системы сходящихся сил: проекции равнодействующей силы  $R_x, R_y, R_z$  на оси координат равны алгебраической сумме соответствующих проекций сил

$$R_x = \sum F_{xi} \quad R_y = \sum F_{yi} \quad R_z = \sum F_{zi}$$

3 Ч то называют

Свободным твердым телом называется тело, имеющее возможность получать любое движение из данного положения, для чего

<p>связью и реакцией связи в механике? Назвать основные виды связей.</p>	<p>необходимо приложить соответствующую силу.</p> <p>При решении большинства задач механики приходится иметь дело с телами несвободными, т.е. лишенными возможности перемещаться в направлении действия приложенных к ним активных сил. Тела, ограничивающие движение рассматриваемого тела, называются связями. Сила, с которой связь действует на тело, препятствуя его перемещению в том или ином направлении называется силой реакции (противодействия) этой связи или просто реакцией связи.</p> <p>Аксиома о связях Эффект от действия связей такой же, как от действия определенных, дополнительных сил, которые могут быть приложены к свободному телу вместо связей.</p> <p>Аксиому о связях называют также принципом освобожденности от связей. Согласно этой аксиоме, не изменяя равновесия тела, каждую связь можно отбросить, заменив ее реакцией связи.</p> <p>Силы, которые могут сообщать свободному телу движение, называются активными силами. Приложив к телу, кроме активных сил, реакции связей, можно рассматривать тело как свободное. Активные силы и силы реакции называются внешними силами.</p>
<p>4 Проекция силы на координатную ось: обозначение и формулы. Аналитический способ нахождения равнодействующей</p>	<p>Величина проекции силы <math>F</math> на координатные оси определяют по уравнениям:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- на ось <math>x</math>: <math>X =  F  \cdot \cos(\alpha)</math></li> <li>- на ось <math>y</math>: <math>Y =  F  \cdot \cos(90 - \alpha)</math></li> </ul> <p>где <math>X</math> <math>Y</math> – значение проекции силы <math>F</math> на ось <math>x</math> и <math>y</math>;</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- острый угол наклона к оси <math>x</math></li> </ul> <p>Проекцией силы <math>F</math> на ось называется скалярная величина, которая определяется отрезком, отсекаемым перпендикулярами, опущенными из начала и конца вектора на эту ось. Проекция вектора считается положительной (+), если направление ее совпадает с положительным направлением оси, и отрицательной (-), если проекция направлена в противоположную сторону (см. рис. 1).</p> <div style="text-align: center;">  </div> <p>Рисунок 1 - Проекция вектора на ось</p>
<p>5 Плоская система сходящихся сил: определение и примеры конструкций. Формы условий равновесия плоской системы сходящихся</p>	<p>Системой сходящихся сил (или пучком сил) называется такая система сил, линии действия которой пересекаются в одной точке – центре пучка (рис.1).</p> <p>Равнодействующая системы сходящихся сил равна векторной сумме слагаемых сил и определяется замыкающей стороной силового многоугольника, построенного на слагаемых силах как на составляющих. Точка приложения равнодействующей силы совпадает с точкой пересечения линий действия сил.</p> $\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_3 = \sum_i \vec{F}_i$

<p>СИЛ</p>	 <p>Рисунок 1 - Система сходящихся сил</p> <p>Условия равновесия системы сходящихся сил в векторной форме  Для равновесия сходящейся системы сил, приложенных к твердому телу, необходимо и достаточно, чтобы равнодействующая сила была равна нулю, то есть <math>\vec{R} = 0</math></p> <p>Условия равновесия системы сходящихся сил в алгебраической форме  Для равновесия пространственной системы сходящихся сил, приложенных к твердому телу, необходимо и достаточно, чтобы суммы проекций всех сил на каждую из трех прямоугольных осей координат были равны нулю.</p> $\sum F_{xi} = 0 \qquad \sum F_{yi} = 0 \qquad \sum F_{zi} = 0$
<p>6 Момент : определение, разновидности и свойства моментов</p>	<p>Если под действием приложенной силы твердое тело может совершать вращение вокруг некоторой точки, то для того, чтобы охарактеризовать вращательный эффект силы, необходимо ввести новое понятие - момент силы относительно точки.</p> <p>Момент силы относительно какой-либо точки обозначают «<math>M</math>», в индексе указывают букву, которой обозначается точка момента; после чего в круглых скобках указывают обозначение силы, для которой определяют момент. Например момент силы <math>F</math> относительно точки <math>A</math>, обозначают так – <math>M_A(F)</math>.</p> <p>Числовое значение момента равно произведению модуля силы <math> \vec{F} </math> на плечо <math>l</math> (кратчайшее расстояние между линией действия силы и точкой момента), то есть «момент силы» = <math> \vec{F}  \cdot l</math></p> <p>Например, величина момента силы <math>\vec{F} = 100H</math> относительно точки <math>A</math> (см. рис. 1), для которой плечо равно 2 м, будет равна <math>M_A(F) =  \vec{F}  \cdot l = 100 \cdot 2 = 200H \cdot м</math></p>  <p>Рисунок 1 - Момент силы относительно точки</p> <p>Парой сил называется система двух равных по модулю, параллельных и направленных в противоположные стороны сил, действующих на абсолютно твердое тело.</p> <p>Плоскостью действия пары сил называется плоскость в которой расположены эти силы.</p> <p>Плечом пары сил <math>d</math> называется кратчайшее расстояние между линиями действия сил пары (рис.1).</p>

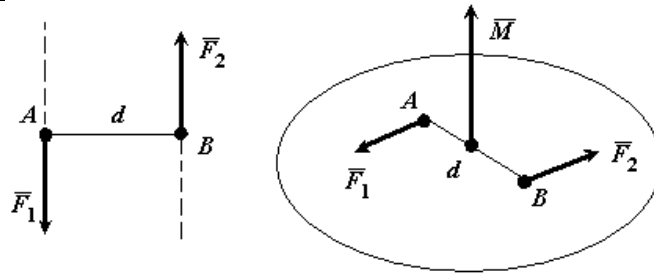
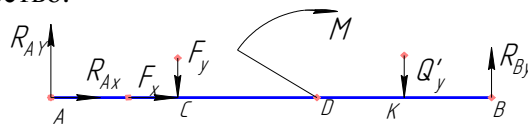


Рисунок 1 - Система двух сил – пара сил

Моментом пары сил называется вектор  $\vec{M}$ , модуль которого равен произведению модуля одной из сил пары на ее плечо и который направлен перпендикулярно плоскости действия сил пары в ту сторону, откуда пара видна стремящейся повернуть тело против хода часовой стрелки  $M = F_1 \cdot d$

7 Какую систему сил называют произвольной? Формы условий равновесия плоской произвольной системы сил

В произвольной системе сил точек пересечений линий сил множество.



Любую произвольную систему сил, действующую на твердое тело, можно в общем случае привести к главному вектору (равнодействующей силе) и главному моменту, применив теорему Пуансо.

Теорема Пуансо

Силу, приложенную к абсолютно твердому телу, можно, не изменяя оказываемого ею действия, переносить из данной точки в любую другую точку тела, прибавляя при этом пару с моментом, равным моменту переносимой силы относительно точки, куда сила переносится (рис.2).

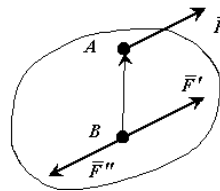


Рисунок 2

Пусть сила  $\vec{F}$  приложена в точке А. Действие этой силы не изменяется, если в точке В приложить две уравновешенные силы.

Полученная система трех сил представляет собой силу  $\vec{F}'$  равную  $\vec{F}$ , но приложенную в точке В и пару  $(\vec{F}, \vec{F}'')$  с моментом  $\vec{M} = \vec{BA} \times \vec{F}$ .

Процесс замены силы  $\vec{F}$  силой  $\vec{F}'$  и парой сил  $(\vec{F}, \vec{F}'')$  называется приведением силы  $\vec{F}$  к заданному центру В

После перенесения всех сил в одну точку будет образован главный вектор (равнодействующая сила), а также добавления моментов сил будет образован главный момент  $M_{Гл}$ .

Равновесие произвольной системы сил выполняется, если равнодействующая сила равна нулю  $F_{\Sigma}=0$  и главный момент для любой точки тела равен нулю  $M_{Гл}=0$ . Следовательно, отсутствует как поступательное ( $F_{\Sigma}=0$ ) так и вращательное движение тела ( $M_{Гл}=0$ ).

Формы условий равновесия произвольной системы сил

1 Если  $F_{\Sigma}=0$ , то в силовом многоугольнике конец последнего вектора силы приходит в начало первого.



Если  $M_{ГЛ}=0$ , то алгебраическая сумма моментов сил  $\sum M_A(F)$  и пар сил  $\sum \pm M$  для любой точки тела (например точки А) равна нулю  
 $M_A = \sum \pm M_A(F) + \sum \pm M = 0$   
 2Если  $F_{\Sigma} = 0$ , то проекции равнодействующей также равны нулю, следовательно

$$F_{\Sigma X} = \pm F_{1X} \pm F_{2X} \pm \dots = 0 \quad (1)$$

$$F_{\Sigma Y} = \pm F_{1Y} \pm F_{2Y} \pm \dots = 0 \quad (2)$$

А также  $M_A = \sum \pm M_A(F) + \sum \pm M = 0 \quad (3)$   
 Уравнения (1) (2) и (3) называют уравнениями равновесия плоской произвольной системы сил. Уравнения главного момента (3) можно составлять для любых точек и сколько угодно (для балок рекомендуется составлять для точек опор А и В). Также любое из уравнений (1) (2) и (3) можно составлять как проверочное

8 Реакции в опорах балки: разновидности опор и особенности составления силовых схем для балок

Балка – элемент конструкции, длина которого намного больше размеров поперечного сечения.  
 Разновидности опор балок и реакций

- 1) Шарнир неподвижный - Реакция R направлена произвольно из точки опоры (рис.а)
- 2) Шарнир подвижный - Реакция R направлена перпендикулярно точки опоры (рис.б)
- 3) Жёсткая заделка - Реакция R направлена из точки опоры (рис.в), также возникает реактивный момент M

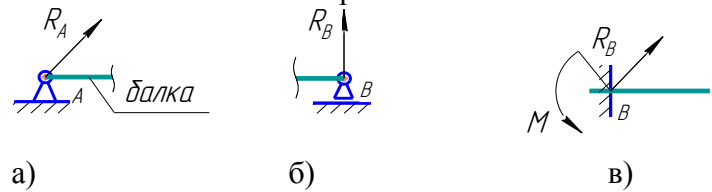


Рисунок 2

Особенности составления силовых схем для балок

- 1) Любой вектор силы F (рисунок 3, а) можно заменить двумя проекциями для осей X и Y (рисунок 3,б)

Проекции известных и неизвестных векторов определяют по формулам: горизонтальная проекция  $F_x = F \cdot \cos(\alpha^\circ)$  и вертикальная проекция  $F_y = F \cdot \sin(\alpha^\circ)$

- 2) равномерно распределённую нагрузку q (рисунок 4,а) заменяют её равнодействующей  $Q' = q \cdot l$ , приложенной в середине участка равномерно-распределённой нагрузки q (рисунок 4,б)

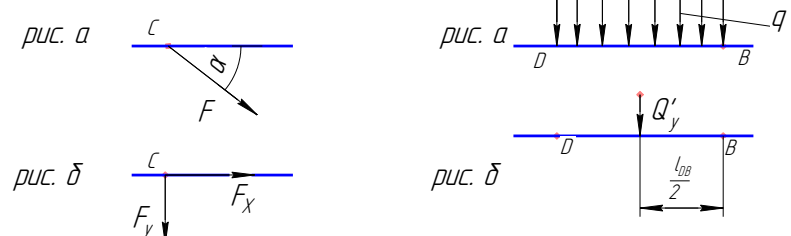


Рисунок 3

Рисунок 4

9 Пространственная система сил: момент силы относительно оси и уравнения

К твердому телу в точке А приложена сила  $\vec{F}$ . Проведем в пространстве ось (например z). На оси z произвольно выберем точку О. Соединим точку О с точкой А радиус-вектором. Через точку О проведем плоскость П перпендикулярную оси z. Спроектируем вектора  $\vec{F}$  и  $\vec{r}$  на плоскость П.  
 Моментом силы  $\vec{F}$  относительно оси называется вектор равный

равновесия произвольной пространственной системы сил

моменту проекции силы  $\vec{F}$  на плоскость  $\Pi$  относительно точки  $O$  пересечения оси  $z$  с плоскостью  $\Pi$ .

$$\vec{M}_z(\vec{F}) = \vec{M}_0(\vec{F}_\Pi) = \vec{r}_\Pi \times \vec{F}_\Pi$$

а

также

$$M_z(\vec{F}) = F_\Pi \cdot r_\Pi \cdot \sin(\vec{r}_\Pi, \vec{F}_\Pi) = F_\Pi \cdot h$$

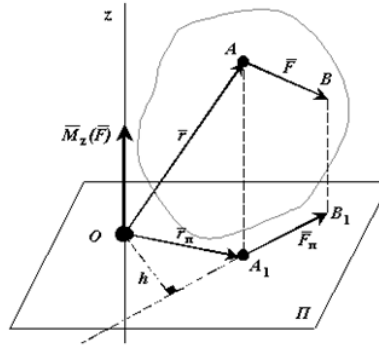


Рисунок 1 - Момент силы относительно оси

Свойства момента силы относительно оси:

1. Момент силы относительно оси равен нулю, если сила параллельна оси. В этом случае равна нулю проекция силы на плоскость, перпендикулярную оси.
2. Момент силы относительно оси равен нулю, если линия действия силы пересекается с осью. В этом случае равно нулю плечо силы (рис.1)

Формы условий равновесия произвольной пространственной системы сил

1 Если  $F_\Sigma = 0$ , то в силовом многоугольнике конец последнего вектора силы приходит в начало первого. А также проекции равнодействующей также равны нулю, следовательно

$$F_{\Sigma X} = \pm F_{1X} \pm F_{2X} \pm \dots = 0 \quad (1)$$

$$F_{\Sigma Y} = \pm F_{1Y} \pm F_{2Y} \pm \dots = 0 \quad (2)$$

$$F_{\Sigma Z} = \pm F_{1Z} \pm F_{2Z} \pm \dots = 0 \quad (3)$$

Если  $M_{\Gamma L} = 0$ , то алгебраическая сумма моментов сил  $\sum M_X(F)$  и пар сил  $\sum \pm M$  для трех координатных осей X, Y, Z равна нулю

$$M_X = \sum \pm M_X(F) + \sum \pm M = 0; \quad M_Y = \sum \pm M_Y(F) + \sum \pm M = 0; \quad M_Z = \sum \pm M_Z(F) + \sum \pm M = 0$$

10 Трение скольжения и трение качения: причины, закономерности, обозначение и единицы измерения коэффициента трения скольжения и качения

Опыт показывает, что при стремлении двигать одно тело по поверхности другого в плоскости соприкосновения тел возникает сила сопротивления их относительному скольжению. Эту силу, называют силой трения скольжения.

Если твёрдое тело находится на абсолютно гладкой поверхности другого тела в равновесии, то реакция связи направлена по нормали к поверхности (рис.1).

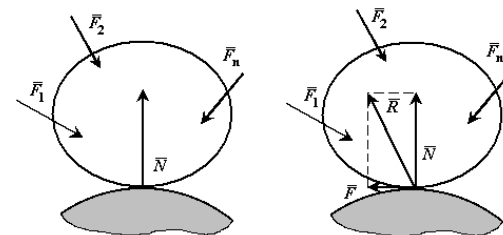


Рисунок 1

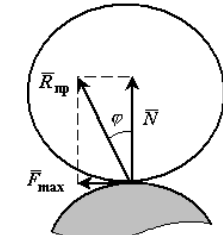


Рисунок 2

В действительности абсолютно гладких поверхностей не бывает. Все поверхности тел в той или иной степени шероховаты. Поэтому сила реакции  $\vec{R}$  шероховатой поверхности при равновесии тела зависит от активных сил не только по числовой величине, но и по направлению.

	<p>Разложим силу реакции <math>\vec{R}</math> шероховатой поверхности на составляющие: одну из которых <math>\vec{N}</math> направим по общей нормали к поверхности соприкосновения, а другую <math>\vec{F}</math> направим в касательной плоскости к этим поверхностям.</p> <p>Силой трения скольжения (или просто силой трения) называется составляющая силы реакции связи, которая лежит в касательной плоскости к поверхностям соприкасающихся тел.</p> <p>Силой нормальной реакцией связи называется составляющая силы реакции связи, которая направлена по общей нормали к поверхностям соприкасающихся тел.</p> $\vec{R} = \vec{N} + \vec{F}$ <p>Природа силы трения очень сложная. В технической механике предполагается, что между поверхностями соприкасающихся тел нет смазывающего вещества.</p> <p>При движении одного тела по поверхности другого сила трения является постоянной величиной.</p> <p>Угол трения. Многие задачи на равновесие тела на шероховатой поверхности, т.е. при наличии трения, удобно решать геометрически. Для этого введем понятие угла и конуса трения.</p> <p>Реакция реальной (шероховатой) связи <math>\vec{R}</math> (рис.2) складывается из двух составляющих: нормальной реакции <math>\vec{N}</math> и перпендикулярной ей силы трения <math>\vec{F}</math>. Следовательно, реакция связи <math>\vec{R}</math> отклоняется от нормали к поверхности на некоторый угол. При изменении силы трения от нуля до максимальной, сила реакции <math>\vec{R}</math> меняется от нуля до <math>R_{np}</math>, а ее угол с нормалью растет от нуля до некоторого предельного значения <math>\varphi</math>.</p>
<p>11 Основн ые определения кинематики? Виды движения точки в зависимости от касательного <math>a_t</math> и нормального <math>a_n</math> ускорений. Поступательно е движение тела</p>	<p>Кинематика раздел механики, в котором изучают движение точек и тел без учета сил, вызвавших данное движение.</p> <p>Тело условно можно представить как геометрический набор точек. Поэтому движение тел основывается на соответствующем знании законов движущейся по определенной траектории точки.</p> <p>Траектория – это линия, по которой движется точка. Форма линии может быть – прямой либо кривой.</p> <p>Путь, пройденный точкой, может быть определен в виде:</p> <p>А) закона движения по траектории, рис. 1 (например, закон движения останавливающегося автомобиля <math>s = v_0 \cdot t - a \cdot t^2 / 2</math>);</p> <p>Б) закона движения в координатных осях, рис. 2 (например, координаты сброшенного с самолета груза <math>x = v_0 \cdot t, y = g \cdot t^2 / 2</math>);</p> <p>Скорость – это параметр движения, определяющий быстроту перемещения точки. Путь, пройденный точкой – это некоторый отрезок, поэтому скорость является вектором, показывающим, как быстро и в каком направлении движется точка:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• При прямолинейном движении вектор скорости <math>v</math> направлен вдоль траектории движения точки, рис. 3;</li> <li>• При криволинейном движении вектор линейной скорости <math>v</math> направлен по касательной в данной точки траектории, рис. 4.</li> </ul> <p>Ускорение <math>a</math> – параметр движения, определяющий быстроты изменения вектора скорости. Поэтому ускорение является вектором, показывающим, как быстро и в каком направлении меняется вектор скорости точки. Быстроту и направление ускорения характеризует:</p> <p>1) касательное ускорение <math>a_t = (v - v_0) / t</math> - изменение вектора</p>

скорости по величине (рис. 5)

2) центростремительное ускорение  $a_n = v^2/r$  - изменение вектора скорости по направлению, где  $v$  – скорость точки в данный момент времени.

Полное ускорение точки вычисляем по формуле Пифагора  $a = \sqrt{a_t^2 + a_n^2}$

В зависимости от величины касательного ускорения  $a_t$ , движение точки может быть:

А) равномерным, рис. 6 ( $a_t = 0, v = s/t = const, s = v \cdot t$ )

Б) равнопеременным, рис. 7 ( $a_t = (v - v_0) / t \neq 0, v = v_0 + a_t \cdot t, s = v_0 \cdot t + a_t \cdot t^2 / 2$ )

В) неравномерное, рис. 8 ( $a_t = f_1(t), \omega = f_2(t), s = f_3(t) a_t = v' = s''$ )

В зависимости от величины центростремительного ускорения  $a_n$ , движение точки может быть:

А) прямолинейным, когда  $r = \infty$  и  $a_n = 0$  (рис. 9);

Б) криволинейным, когда  $a_n = v^2/r \neq 0$  (рис. 10)

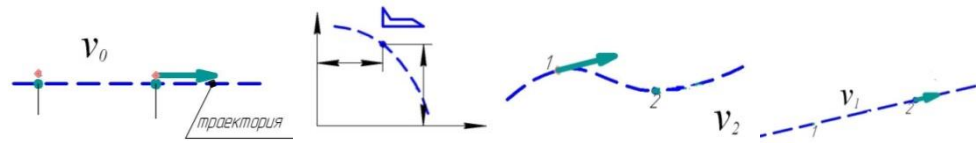


Рисунок 1

Рисунок 2

Рисунок 3

Рисунок 4

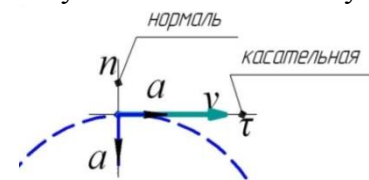


Рисунок 5



Рисунок 6

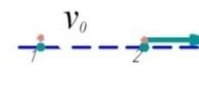


Рисунок 7

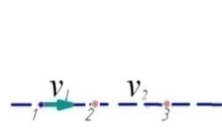


Рисунок 8

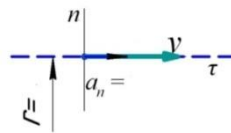


Рисунок 9

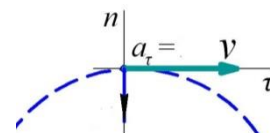


Рисунок 10

12 Вращательное движение тела: характеристик и и разновидности вращательного движения, связь формул кинематики точки и тела. Передаточное число

На основании законов движения точки определяют простейшие виды движений тела:

- 1 поступательное;
- 2 вращательное.

При поступательном движении тело движется как одна целая точка, поэтому тут справедливы все формулы кинематики точки (рис. 1)

При вращательном движении тела траекториями движения его точек являются окружности (рис. 2).

Характеристики вращательного движения (рис. 3):

1 угловое перемещение  $\varphi$  – это угол поворота тела, единица измерения  $\varphi$  – радианы (рад), обороты (об);

2 угловая скорость  $\omega$  – это быстрота углового перемещения  $\omega = (\varphi - \varphi_0) / t$ , единицы измерения  $\omega$  – рад/с. Угловую скорость  $\omega$  в технике заменяют частотой вращения  $n = 60 \cdot \omega / (2\pi)$ , единицы измерения  $n$  – об/мин;

3 угловое ускорение  $\varepsilon$  – быстрота изменения угловой скорости  $\varepsilon = (\omega - \omega_0) / t$ , единицы измерения  $\varepsilon$  – рад/с<sup>2</sup>.

В зависимости от величины углового ускорения  $\varepsilon$  вращение тела может быть:

А) равномерным, ( $\varepsilon = 0, \omega = \omega_0, \varphi = \omega \cdot t$ );

Б) равнопеременным ( $\varepsilon = (\omega - \omega_0) / t \neq 0, \omega = \omega_0 + \varepsilon \cdot t, \varphi = \omega_0 \cdot t + \varepsilon \cdot t^2 / 2$ );

В) неравномерное ( $\varepsilon = f_1(t), \omega = f_2(t), \varphi = f_3(t)$  и при этом  $\varepsilon = \omega' = \varphi''$ )

Связь формул кинематики точки и тела (рис. 4)

Длина пути  $s$ , пройденного точкой тела, находящейся на расстоянии  $r$  от оси вращения тела, равна  $s = \varphi \cdot r$ . Тогда линейная скорость точки тела равна  $v = s/t = \varphi \cdot r/t = r \cdot \omega$ , касательное ускорение равно  $a_t = (v - v_0)/t = (r \cdot \omega - r \cdot \omega_0)/t = r(\omega - \omega_0)/t = r \cdot \varepsilon$ ; центростремительное ускорение  $a_n = v^2/r = (r \cdot \omega)^2/r = r \cdot \omega^2$ .

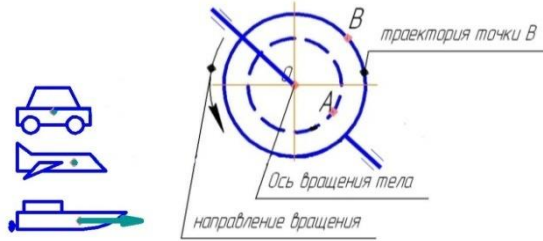


Рисунок 1

Рисунок 2

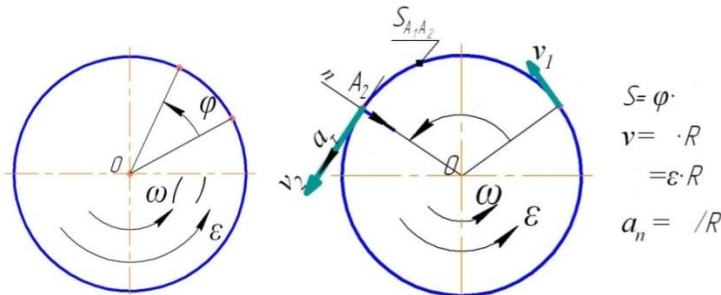


Рисунок 3

Рисунок 4

13 Основные определения и аксиомы динамики? Уравнение динамики при поступательном и вращательном движении тела

В динамике изучаются механические движения материальных объектов под действием сил. Простейшим материальным объектом является материальная точка.

Материальная точка это модель материального тела любой формы, размерами которого можно пренебречь и принять за геометрическую точку, имеющую определенную массу.

Более сложные материальные объекты – механические системы и твердые тела, состоят из набора материальных точек.

Первая аксиома или закон инерции. Материальная точка, на которую не действуют силы или действует равновесная система сил, обладает способностью сохранять свое состояние покоя или равномерного и прямолинейного движения относительно инерциальной системы отсчета.

Равномерное и прямолинейное движение точки называется движением по инерции.

Вторая аксиома или основной закон динамики. Ускорение материальной точки относительно инерционной системы отсчета пропорционально приложенной к точке силе и направлено по этой силе  $m \cdot \bar{a} = \bar{F}$  (рис. 1)

Положительный коэффициент пропорциональности  $m$ , характеризует инертные свойства материальной точки и называется массой точки.

Масса не зависит от характеристик движения точки и от природы сил. Масса считается постоянной величиной и зависит только от самой материальной точки.

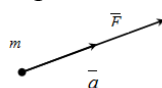


Рисунок 1 - Основной закон динамики

Третья аксиома или закон о равенстве сил действия и противодействия. Силы взаимодействия двух материальных точек равны по величине и

противоположны по направлению  $\vec{F}_1 = -\vec{F}_2$

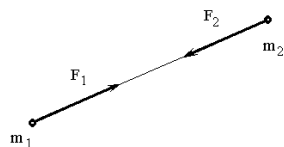


Рисунок 2 - Равенство сил действия и противодействия

Четвертая аксиома или закон независимого действия сил. При одновременном действии на материальную точку нескольких сил ускорение точки относительно инерционной системы отсчета от действия каждой отдельной силы не зависит от наличия других, приложенных к точке, сил и полное ускорение равно векторной сумме ускорений от действия отдельных сил. Согласно второй аксиоме

$$m \cdot \vec{a}_i = \vec{F}_i. \text{ Тогда } \vec{a} = \sum_i \vec{a}_i$$

Силой инерции материальной точки называют произведение массы точки на вектор ускорения, взятое с обратным знаком, т.е.  $\vec{\Phi} = -m \cdot \vec{a}$ .

Если использовать понятие силы инерции, то основной закон динамики принимает вид:  $\vec{F} + \vec{R} + \vec{\Phi} = 0$

Принцип Даламбера

При движении материальной точки активные силы и силы реакции связей вместе с силой инерции точки образуют равновесную систему сил.

Характеристики поступательного движения (кинематические)

$a$  - полное ускорение (м/с<sup>2</sup>),

$v$  - скорость (м/с),  $S$  - путь (м),  $t$  - время (с)

Мера инертности поступательного движения  $m$  - масса (кг)

Силовой фактор поступательного движения - вектор силы  $\vec{F}$  (Н)

$$\text{Уравнение поступательного движения } m \cdot \vec{a} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n = \sum \vec{F}_i$$

Характеристики вращательного движения:

$\varepsilon$  - угловое ускорение (рад/с<sup>2</sup>),  $\omega$  - угловая скорость (рад/с),  $\varphi$  - угол поворота (град, рад),  $t$  - время (с)

Мера инертности вращательного движения  $J$  - момент инерции (кг·м<sup>2</sup>)

Силовой фактор вращательного движения - вращающий момент  $T$  (Н·м)

$$\text{Уравнение вращательного движения } J \cdot \vec{\varepsilon} = \vec{T}_1 + \vec{T}_2 + \dots + \vec{T}_n = \sum \vec{T}_i$$

14 Работа и мощность постоянной силы на прямолинейном участке пути. Единицы измерения мощности. Коэффициент полезного действия

Сравнительные формулы динамики тела, работа и мощность постоянной силы на прямолинейном участке пути, а также формула коэффициента полезного действия

Работа (Дж):

- поступательного движения  $W = F \cdot S$

- вращательного движения  $W = T \cdot \varphi$

Общая работа (Дж)  $W^{\text{ОБЩАЯ}} = W^{\text{ПОЛЕЗНАЯ}} + W^{\text{НЕПОЛЕЗНАЯ}}$

$$\text{КПД } \eta = \frac{W^{\text{ПОЛЕЗНАЯ}}}{W^{\text{ОБЩАЯ}}}$$

Мощность (Вт):

- поступательного движения  $P = F \cdot v = \frac{W}{t}$

- вращательного движения  $P = T \cdot \omega = \frac{W}{t}$

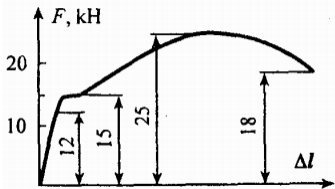
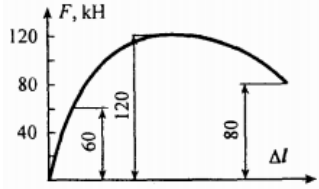
Кинетическая энергия (Дж)

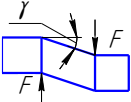
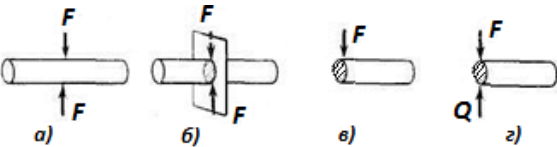
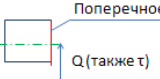
	<p>- поступательного движения <math>E_K^{поступ} = \frac{m \cdot v^2}{2}</math></p> <p>- вращательного движения <math>E_K^{вращат} = \frac{J \cdot \omega^2}{2}</math></p> <p>Изменение количества движения (кг·м/с=Н·с):</p> <p>- поступательного движения <math>m \cdot \vec{v}_{конеч} - m \cdot \vec{v}_{начал} = (\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n) \cdot t</math></p> <p>- вращательного движения <math>J \cdot \vec{\omega}_{конеч} - J \cdot \vec{\omega}_{начал} = (\vec{T}_1 + \vec{T}_2 + \dots + \vec{T}_n) \cdot t</math></p> <p>Изменение кинетической энергии (Дж)</p> <p>- поступательного движения <math>\frac{m \cdot v_{конеч}^2}{2} - \frac{m \cdot v_{начал}^2}{2} = (F_1 + F_2 + \dots + F_n) \cdot S</math></p> <p>- вращательного движения <math>\frac{J \cdot \omega_{конеч}^2}{2} - \frac{J \cdot \omega_{начал}^2}{2} = (T_1 + T_2 + \dots + T_n) \cdot \phi</math></p>
<p>15 Сопротивление материалов: задачи курса, определения, допущения, применяемые к материалам</p>	<p>Сопротивление материалов – курс, в котором рассматривают вопросы прочности, жесткости и устойчивости элементов конструкций.</p> <p>Типовыми элементами конструкций являются: брус (стержень, балка, вал), пластина, массивное тело.</p> <p>В курсе сопротивления материалов могут встретиться два типовых случая задач.</p> <p>Первый случай — известны внешние силовые факторы (силы, моменты), приложенные к детали, и материал детали. Требуется определить размеры поперечного сечения детали. Такая задача называется <i>проектным расчетом</i></p> <p>Второй случай — известны внешние силовые факторы (силы, моменты), действующие на деталь, материал детали и размеры ее поперечного сечения. Требуется проверить прочность детали. Такая задача называется <i>проверочным расчетом</i>.</p> <p>В этом случае определяют действительные напряжения, сравнивают их с допустимыми и делают вывод о прочности.</p> <p>Под понятием допущения следует понимать гипотезы, применительно к рассматриваемому брусу:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• сплошность, однородность и изотропность материала;</li> <li>• малость деформаций (появляющаяся деформация не влияет на первоначальное расположение нагрузки);</li> <li>• идеальная упругость материала (деформации всегда упруги);</li> <li>• линейная зависимость между деформациями и нагрузками (закон Гука);</li> <li>• принцип независимости действия сил (принцип суперпозиции) – конечная деформация не зависит от того, в каком порядке приложены силы;</li> <li>• плоские сечения</li> </ul>
<p>16 Деформация: определение, разновидности. При какой деформации справедлив закон Гука? Разновидности деформации бруса</p>	<p>Тела под действием приложенных к ним сил в той или иной степени меняют свою форму и размеры, т. е. деформируются. Различают упругую и остаточную деформации. Деформация, полностью исчезающая после прекращения действия внешних сил, называется упругой. Если после снятия нагрузки тело не восстанавливает прежней формы, то говорят об остаточной (пластической деформации).</p> <p>Характер деформации (упругая или остаточная) зависит от величины силы, действующей на тело, размеров тела и механических свойств материала. В зависимости от направления действия сил, приложенных к телу, могут возникать различные виды деформаций: растяжение, сжатие, сдвиг, кручение, изгиб.</p> <p>Для нормальной работы большинства деталей машин не</p>

	<p>допустимы пластические деформации.</p> <p>Установлено, что в некоторых пределах нагружения при упругих деформациях напряжение при растяжении <math>\sigma</math> оказывается прямо пропорциональным величине относительного удлинения <math>\varepsilon</math>. Относительным удлинением называется отношение абсолютного удлинения (прироста длины) <math>\Delta l</math> бруса к его первоначальной длине <math>l</math>, т. е.</p> $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}.$ <p>Величина <math>\varepsilon</math> — или безразмерный параметр, или выражается в процентах.</p> <p>Закон Гука</p> <p>Если коэффициент пропорциональности между напряжением <math>\sigma</math> и относительным удлинением <math>\varepsilon</math> обозначить буквой <math>E</math>, то <math>\sigma = E\varepsilon</math>.</p> <p>Зависимость эта была впервые установлена английским ученым Гуком и называется законом Гука.</p> <p>Коэффициент пропорциональности <math>E</math> называется модулем упругости при растяжении (модулем продольной упругости). Величина <math>E</math> для различных материалов различна. Например, для стали <math>E = 2 \cdot 10^{11}</math> Па.</p> <p>Закон Гука справедлив в пределах упругой деформации.</p>
<p>17 В чем сущность метода сечений (РОЗУ)? Внутренние силовые факторы в поперечном сечении бруса: название и формулы</p>	<p>Основной задачей сопротивления материалов является определение минимально необходимых размеров детали, обеспечивающих ее работоспособность.</p> <p>Отсюда следует, что для решения основной задачи сопротивления материалов необходимо прежде всего научиться по внешним силам определять внутренние силы упругости. Для этого применяют <i>метод сечений (РОЗУ)</i>. Сущность его заключается в следующих четырех действиях выполняемых мысленно (рассматривается находящийся в равновесии брус, к которому приложены известные внешние силы или моменты сил):</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- рассекают брус плоскостью, перпендикулярной его оси, в том месте, где требуется определить внутренние силы;</li> <li>- отбрасывают любую из полученных частей.;</li> <li>- заменяют действие отброшенной части искомыми внутренними силовыми факторами (ВСФ). ВСФ — это внутренние силы и они заменяют действие отброшенной части. Для оставленной части ВСФ будут играть роль внешних сил.</li> <li>- уравнивают оставленную часть, т. е. определяют внутренние силы.</li> </ul> <p>Данный метод нахождения ВСФ еще называют методом РОЗУ (от сокращения первых слов метода).</p> <p>Таким образом, в поперечном сечении бруса может возникнуть шесть внутренних силовых факторов (ВСФ): три вектора силы <math>Q_x, Q_y, N_z</math> и три момента <math>M_x, M_y, M_z</math>.</p> <p>ВСФ могут возникнуть по отдельности (простая деформация) или одновременно несколько (сложная деформация).</p> <p>Вывод: вид деформации бруса определяют по величине внутреннего силового фактора (ВСФ) не равного нулю; в поперечном сечении бруса может возникнуть шесть внутренних силовых факторов</p>
<p>18 Что называется механическим напряжением в данной точке сечения? Какое</p>	<p>Механическое напряжение показывает величину нагруженности материала определяют по формуле</p> $\text{напряжение} = \text{ВСФ} / \text{ГХС},$ <p>где ГХС — геометрическая характеристика поперечного сечения балки (или площадь <math>S</math> или момент площади сопротивления поперечного сечения балки)</p>



<p>напряжение называют касательным, а какое нормальным? Единица измерения механического напряжения?</p>	<p>Каждому виду деформации соответствует своё расчетное напряжение:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Растяжение</li> <li>Внутренний силовой фактор (ВСФ) <math>N_z \neq 0, N_z &gt; 0</math></li> <li><math>S</math> – площадь поперечного сечения (<math>m^2, cm^2, mm^2</math>)</li> <li>Напряжение нормальное <math>\sigma = N_z / S</math></li> <li>- Сжатие</li> <li>Внутренний силовой фактор (ВСФ) <math>N_z \neq 0, N_z &lt; 0</math></li> <li>Геометрическая характеристика поперечного сечения (ГХС) <math>S</math> – площадь поперечного сечения (<math>m^2, cm^2, mm^2</math>)</li> <li>Напряжение нормальное <math>\sigma = N_z / S</math></li> <li>- Сдвиг</li> <li>Внутренний силовой фактор (ВСФ) <math>Q_y \neq 0 (Q_x \neq 0)</math></li> <li>Геометрическая характеристика поперечного сечения (ГХС) <math>S</math> – площадь поперечного сечения (<math>m^2, cm^2, mm^2</math>)</li> <li>Напряжение касательное <math>\tau = Q_y / S</math></li> <li>- Кручение</li> <li>Внутренний силовой фактор (ВСФ) <math>M_z \neq 0</math></li> <li>Геометрическая характеристика поперечного сечения (ГХС) <math>W_z</math> момент сопротивления поперечного сечения (<math>m^3, cm^3, mm^3</math>)</li> <li>Напряжение касательное <math>\tau = M_z / W_z</math></li> <li>- Изгиб</li> <li>Внутренний силовой фактор (ВСФ) <math>Q_y \neq 0 (Q_x \neq 0)</math> и <math>M_x \neq 0 (M_y \neq 0)</math></li> <li>Геометрическая характеристика поперечного сечения (ГХС) <math>W_x (W_y)</math> – момент сопротивления поперечного сечения (<math>m^3, cm^3, mm^3</math>)</li> <li>Напряжение нормальное <math>\sigma = M_x / W_x</math></li> </ul> <p>Указано два вида напряжений: <math>\sigma</math> – нормальное (<i>перпендикулярно площади A</i>), и <math>\tau</math> – касательное (<i>расположена в плоскости площади A</i>), и его измеряют в паскалях (<math>H/m^2</math>) или мега паскалях МПа (<math>H/mm^2</math>)</p> <p>Механические напряжения бывают: действительные, допускаемые и предельные.</p> <p>Если известны внутренние силы и геометрические характеристики поперечного сечения (ГХС) детали, то можно определить так называемые <i>действительные напряжения</i> (<math>\sigma</math> и <math>\tau</math>).</p> <p><i>Допускаемые напряжения</i> меньше предельно опасных в определенное число раз. Это число называют <i>нормативным коэффициентом запаса прочности</i>. Допускаемые напряжения обозначают теми же буквами, что и действительные, но заключают их в квадратные скобки. Например, <math>\sigma_p</math> — действительное напряжение при растяжении, а <math>[\sigma_p]</math> — допускаемое напряжение при 'растяжении.</p> <p>Величина предельных напряжений зависит от свойств материала и определяется во время механических испытаний материалов.</p>
<p>19 Испытание материалов на растяжение. График растяжения пластичного и хрупкого материалов. Дать определение предельным напряжениям: предел</p>	<p>Следует делить конструкционные материалы на три группы: пластичные, хрупкопластичные и хрупкие.</p> <p>Самым распространенным видом испытаний является растяжение образцов.</p> <p>При испытании образцов из пластичных материалов получают предельные напряжения</p> <ul style="list-style-type: none"> <li><math>\sigma_T</math> - предел текучести</li> <li><math>\sigma_{III}</math> - предел пропорциональности</li> <li><math>\sigma_B</math> - временное сопротивление (предел прочности)</li> </ul> <p>При испытании образцов из хрупкопластичных и хрупких материалов получают предельные напряжения</p>

<p>пропорциональности, предел текучести и предел прочности (предел выносливости).</p>	<p><math>\sigma_{0,2}</math> - условный предел текучести</p> <p><math>\sigma_{ПЧ}</math> - предел прочности</p> <p>При испытании пластичных образцов на сжатие получают величины</p> <p>Предел текучести <math>\sigma_{ТС}</math> и прочности <math>\sigma_{ПЧС}</math></p> <p>Не любое напряжение безопасно для материала детали. Внутренние силы, т. е. силы противодействия, не могут возрасти бесконечно без нарушения работоспособности детали. При достижении определенной величины наступает критический момент. Для пластичных материалов— это появление остаточных деформаций, т. е. переход из зоны упругости в зону пластичности, для хрупких — нарушение целостности, т. е. разрушение.</p> <p>Применение предельных напряжений для хрупких и пластичных материалов</p> <p>Каждому критическому моменту соответствуют предельные напряжения. Однако предельные напряжения <math>\sigma_{пред}</math> зависят от вида материала:</p> <p>для пластичных материалов – предел текучести <math>\sigma_{пред} = \sigma_T</math></p> <p>для хрупких материалов – предел прочности <math>\sigma_{пред} = \sigma_{ПЧ}</math></p> <p>График растяжения хрупкого и пластичного образцов</p>  <p>График растяжения пластичного металла (стержня изготовленного из стали Ст3, Ст6 и диаметром поперечного сечения 8 мм), где F – растягивающее усилие, Δl – удлинение образца</p>  <p>График растяжения хрупкого металла (стержня изготовленного из стали 40Х, Р6М5, чугуна СЧ15 и диаметром поперечного сечения 8 мм), где F – растягивающее усилие, Δl – удлинение образца</p>
<p>20 Деформация растяжения: внутренний силовой фактор, напряжение, эпюры, разновидности расчета на прочность. Коэффициент запаса прочности:</p>	<p>При работе бруса на растяжение и сжатие в его поперечных сечениях возникает продольная сила <math>N</math>. Продольная сила в произвольном поперечном сечении бруса численно равна алгебраической сумме проекций на его продольную ось всех внешних сил, действующих на отсеченную часть.</p> <p>Правило знаков для <math>N</math>: при растяжении продольная сила положительна, при сжатии – отрицательна.</p> <p>При растяжении (сжатии) бруса в его поперечных сечениях возникают нормальные напряжения, которые определяют по формуле <math>\sigma = N/A</math> (<math>A</math> – площадь поперечного сечения). Для нормальных напряжений принимается то же правило знаков, что и для продольных сил.</p> <p>Виды расчета на прочность при деформации растяжения (сжатия)</p>

<p>фактический и допускаемый.</p>	<p>- При проверочном расчете определяю действующее нормальное напряжение и сравнивают его с допускаемым, т. е.</p> $\sigma_z = \frac{N_z}{A} \leq [\sigma]$ <p>- При проектном расчете определяют необходимую величину площади поперечного сечения стержня, то есть</p> $[A] = \frac{N_z}{[\sigma]}$ <p>- При расчете допускаемой нагрузки определяют допускаемую величину продольной силы, то есть <math>[N] = A \cdot [\sigma]</math></p> <p>Рабочий или расчетный коэффициент запаса прочности</p> $s = \frac{\sigma_{пред}}{\sigma_z}$ <p>определяют по уравнению <math>\sigma_z</math>. По условию прочности <math>s \geq [s]</math></p> <p>Допустимый коэффициент запаса прочности определяют по уравнению <math>[s] = \frac{\sigma_{пред}}{[\sigma]}</math>; для пластичных материалов <math>[s] = 1,4 \dots 2,5</math>; для хрупких материалов <math>[s] = 1,6 \dots 4,0</math>;</p>
<p>21 Деформация сдвига. Практические расчеты на срез и смятие</p>	<p>Деформация сдвига возникает в том случае, когда внешние силы направлены перпендикулярно продольной оси бруса, противоположны друг другу и расположены на малом расстоянии друг к другу (рис. 1).</p>  <p>Рисунок 1- Деформация сдвига</p> <p>Применим метод РОЗУ (сечений) для нахождения внутреннего силового фактора (ВСФ):</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1 разрежем стержень сечением (плоскостью, перпендикулярной к продольной оси), рис. 2, б;</li> <li>2 отбрасывается часть стержня, рис. 2 в</li> <li>3 Заменяем отброшенную часть бруса на ВСФ (поперечную силу Q), рис. 2 г</li> </ol>  <p>Рисунок 2</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>4 Уравновешиваем поперечную силу Q алгебраической суммой внешних сил, действующих на оставленную часть.</li> </ol> $Q = \pm F_1 \pm F_2 \pm \dots$ <p>Правило знаков для внешней силы в формуле продольной силы N: «+» если F направлена снизу вверх, а «-» если F направлена сверху вниз</p> <p>При сдвиге поперечная сила Q является равнодействующей внутренних сил, возникающих в каждой точке поперечного сечения бруса. Поперечная сила Q приложена в центре тяжести поперечного сечения бруса и расположена в плоскости, перпендикулярной продольной оси бруса (рис.).</p>  <p>Следовательно, вектор поперечной силы Q совпадает с направлением вектора касательного напряжения <math>\tau</math>. Согласно общей формуле касательное напряжение равно <math>\tau = Q/A</math></p>

Единица измерения величин:  $\tau$ - Па (Н/м<sup>2</sup>),  $N$  – (Н),  $A$ (м<sup>2</sup>)

Нормальное и касательное напряжение являются критерием жесткости и прочности бруса.

Жесткость бруса – это мера его упругой деформации. Упругая деформация подчинена закону Гука. Формула закона Гука для касательного напряжения  $\tau = \gamma \cdot G$

Величину  $G$  в формуле Гука называют модуль сдвига или модуль упругости второго рода, характеризующий жесткость материала при сдвиге. Модуль  $G$  измеряется в МПа (Н/мм<sup>2</sup>)

Величина  $\gamma$  (рис. 1) – угол сдвига (измеряется в радианах).

Прочность бруса - это отсутствие его пластической деформации или разрушения. При сдвиге возможны два вида пластической деформации:

1) срез – в данном случае сдвигающие силы расположены на малом расстоянии друг к другу. Конечный результат такой пластической деформации – разрушение (срез) материала бруса.

2) смятие – в данном случае сдвигающие силы расположены друг напротив друга. Конечный результат такой пластической деформации – остаточное сжатие (сплющивание) материала бруса.

Срез и смятие – это состояния, которые для большинства деталей машин не допустимы. Поэтому детали, подверженные деформации сдвига рассчитывают из условия недопущения среза или смятия. Однако, срез происходит при действующей поперечной силе  $Q$  (результат сдвига), которая отвечает за касательное напряжение  $\tau$ , а при смятии брус становится сжатым стержнем, следовательно внутренним силовым фактором является продольная сила  $N$ , которая отвечает за нормальные напряжения  $\sigma$ . Следовательно, условие прочности детали на срез записывают для касательного напряжения  $\tau \leq [\tau]$ , а условие прочности на смятие записывают для нормального напряжения  $\sigma \leq [\sigma]$ . Где  $[\tau]$  и  $[\sigma]$  это допустимые касательные и нормальные напряжения или такие значения напряжений, при которых обеспечивается упругая деформация бруса. Установлена приблизительная связь между данными величинами  $[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma]$ .

Сварочные соединения деталей рассчитывают только на срез. Наиболее уязвимой линией поперечного сечения сварочного шва, образующей плоскость среза является высота прямоугольного треугольника поперечного сечения шва.

Заклепочные и шпоночные соединения рассчитывают как на срез, так и на смятие.

Примеры практических расчетов на срез и смятие

Пример 1. Два листа соединены заклепкой (рис. 5). На соединение действуют сдвигающие силы  $P = 2,5$  кН. Определить, достаточна ли прочность заклепки, если ее диаметр  $d=10$ мм, а  $[\tau]=5 \cdot 10^7$ Па=50 МПа(Н/мм<sup>2</sup>).

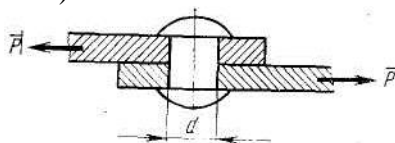


Рисунок 5 - Схема соединения листов заклепкой

Решение

Стык листов - сечение, в котором возможна деформация сдвига в заклепки. Применив метод сечения (РОЗУ), выясняем, что поперечная сила  $Q = P$ , значит касательные напряжения равны  $\tau = Q/A = P/(\pi \cdot d^2/4) = (2500\text{Н})/(3,14 \cdot (10\text{мм})^2/4) = 31,85$  МПа (Н/мм<sup>2</sup>)

	<p>Проверка прочности заклепки по условию <math>\tau \leq [\tau]</math> выполняется, так как <math>31,85 \text{ МПа} &lt; 50 \text{ МПа}</math>, следовательно прочность заклепки обеспечена.</p> <p>Пример 2. По данным примера 1 проверить заклепку на смятие отверстием листа, приняв толщину листов равной <math>\delta=5 \text{ мм}</math>. Принять <math>[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma]</math>.</p> <p>Решение</p> <p>Отверстие листа – поверхность на которой возможна пластическая деформация смятия заклепки. Знаем, что при такой деформации сдвигающие силы расположены друг напротив друга и поперечная сила <math>Q</math> рассматривается как продольная <math>N</math> для определения нормального напряжения на поверхности контакта заклепки и поверхности листа, откуда <math>N = Q = P</math>. Сдвигающая сила <math>P</math> распределена неравномерно по поверхности контакта заклепки и отверстия, поэтому за площадь <math>A</math> поверхности контакта принимаем диаметрально плоскость заклепки, следовательно <math>A = d \cdot \delta = 10 \cdot 5 = 50 \text{ мм}^2</math></p> <p>Нормальные напряжения равны <math>\sigma = N/A = (2500 \text{ Н}) / (50 \text{ мм}^2) = 50 \text{ МПа}</math> (<math>\text{Н/мм}^2</math>)</p> <p>Допустимое нормальное напряжение <math>[\sigma] = [\tau] / 0,6 = 50 / 0,6 = 83 \text{ МПа}</math></p> <p>Проверка прочности заклепки по условию недопущения смятия <math>\sigma \leq [\sigma]</math> выполняется, так как <math>50 \text{ МПа} &lt; 83 \text{ МПа}</math>, следовательно, прочность заклепки на смятие обеспечена.</p>
<p>22 Деформация кручения: внутренний силовой фактор, напряжение, эпюры, разновидности расчета на прочность и жесткость.</p>	<p>ВСФ при кручении. Рассмотрим вал нагруженный вращающими моментами <math>T_1</math> и <math>T_2</math>, <math>T_3</math> и <math>T_4</math> (рисунок 1)</p> <p>Применим метод РОЗУ для нахождения ВСФ (крутящего момента <math>M_z</math>) в сечении I:</p> <p>Разрезаем вал в сечении I (рисунок 4)</p> <p>Отбрасываем все, что расположено по правую сторону от сечения I</p> <p>Заменяем отброшенную часть на внутренний силовой фактор – крутящий момент <math>M_z</math> (рисунок 5)</p> <p>Уравновешиваем крутящий момент <math>M_z</math> алгебраической суммой оставшихся вращающих моментов</p> <p>Вывод: в произвольном поперечном сечении крутящий момент <math>M_z</math> равен алгебраической сумме вращающих моментов <math>T_1</math>, <math>T_2</math> и т.д., действующих на рассматриваемую (оставленную) часть вала, то есть</p> $M_z = \pm T_1 \pm T_2 \pm \dots = \sum \pm T_i$ <p>Правило знаков для уравнения крутящего момента <math>M_z</math></p> <p>«+» - если вращающий момент <math>T</math> направлен по часовой стрелки (при взгляде на рассматриваемую часть вала со стороны отброшенной части) и «-», если <math>T</math> направлен против стрелки часов. Для данного примера <math>M_{zI} = -T_1 + T_2</math></p> <p>Рисунок, на котором отражены значения крутящего момента для всей длины бруса называют эпюрой. Пример построения эпюры для вала с четырьмя шкивами показан на рисунке 1, б. Мощности на шкивах показаны буквами <math>P_1, P_2, P_3</math> и <math>P_4</math>, направление действия вращающих моментов обозначено буквами <math>T_1, T_2, T_3</math> и <math>T_4</math>. Сечениях, в которых применен метод РОЗУ, обозначены цифрами I, II, III. Крутящий момент в указанных сечениях равен: <math>M_{zI} = +T_3</math>; <math>M_{zII} = +T_3 + T_2</math>; <math>M_{zIII} = +T_3 + T_2 - T_1</math>.</p>

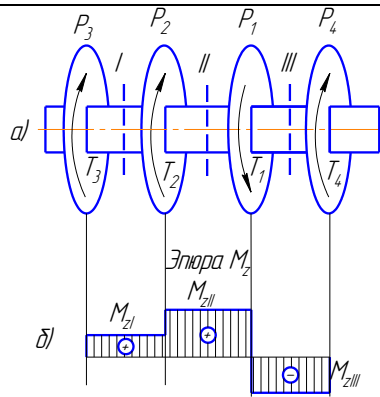


Рисунок 1 – Пример построения эпюры крутящих моментов

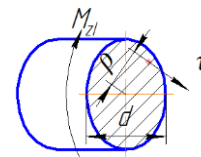


Рисунок 2 – Схема поперечного сечения вала

Значения крутящих моментов  $M_{zI}$ ,  $M_{zII}$ ,  $M_{zIII}$  не зависят от расположения сечения на участке, поэтому отображены прямыми отрезками на участках между шкивами.

Касательное напряжение возникает в плоскости поперечного сечения вала (рисунок 2) и для любой точки поперечного сечения определяется по формуле:

Напряжение =  $W_{\Phi} \cdot \text{радиус точки} / \text{момент инерции поперечного сечения}$

$$\tau = \frac{M_z \cdot \rho}{I_P}$$

Тогда касательные напряжения равны

Из данной формулы видно, что касательные напряжения  $\tau$  прямо пропорциональны радиусу точки  $\rho$ , так как  $M_z$  и  $I_P$  величины постоянные для данного поперечного сечения. Следовательно, при кручении касательное напряжение  $\tau$  меняется по линейному закону по всей высоте поперечного сечения.

Касательные напряжения максимальны в точках, наиболее отдаленных

от оси вала, то есть  $\tau_{\max} = \frac{M_z \cdot \rho_{\max}}{I_P}$ , при этом  $\rho_{\max} = d/2$  (рисунок 6),

$$\tau_{\max} = \frac{M_z \cdot d}{I_P \cdot 2}$$

тогда

Вывод: касательные напряжения максимальны в точках, наиболее отдаленных от оси вала, а равны нулю – в центре тяжести поперечного сечения (когда  $\rho_{\max} = 0$ )

Полярный момент сопротивления  $W_P$  характеризует сопротивляемость площади поперечного сечения балки наибольшему механическому напряжению  $\tau_{\max}$  и равен  $W_P = I_P / \rho_{\max}$

Полярный момент инерции для вала круглого поперечного сечения

$$I_P = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

Значит, полярный момент сопротивления  $W_P$  для вала круглого поперечного сечения при  $\rho_{\max} = d/2$  равен

$$W_P = \frac{I_P \cdot 2}{d} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

Тогда наибольшее касательное напряжение будет равно  $\tau_{\max} = M_z / W_P$

В материале бруса не возникнет пластических деформаций при условии  $\tau_{\max} \leq [\tau]$ . Следовательно, данное неравенство является условием прочности для касательного напряжения.

Допустимая величина касательного напряжения  $[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma]_P$  – для

стали,

$[\tau] = 1,2 \cdot [\sigma]_P$  – для чугуна. Тут  $[\sigma]_P$  – допустимое нормальное напряжение при деформации растяжения.

### **ВИДЫ РАСЧЕТОВ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ КРУЧЕНИИ:**

1. Проверочный (выполнение условия прочности  $\tau_{MAX} \leq [\tau]$ )

$$\tau_{MAX} = \frac{|M_Z|}{W_P}$$

где

2. Проектный (определение требуемого диаметра  $d$  вала на основании условия прочности  $\tau_{MAX} \leq [\tau]$ )

Требуемый диаметр  $d$  находят из неравенства  $\tau_{MAX} \leq [\tau]$ ,

где  $\tau_{MAX} = |M_Z|/W_P = |M_Z| \cdot 16 / (\pi \cdot d^3)$

$$d = \sqrt[3]{\frac{|M_Z| \cdot 16}{\pi \cdot [\tau]}}$$

окончательно запишем

3. Определение допускаемого крутящего момента  $|M_Z|$

Из условия прочности  $\tau_{MAX} \leq [\tau]$ , где  $\tau_{MAX} = |M_Z|/W_P$

Окончательно запишем  $|M_Z| = [\tau] \cdot W_P$

Величину упругой деформация при кручении  $\varphi$  (абсолютный угол закручивания) определяют на основании формулы Гука  $\tau_{MAX} = \gamma \cdot G$ .

где угол сдвига  $\gamma$  и угол закручивания  $\varphi$  связаны в равенстве  $AB = \gamma \cdot l = \varphi \cdot d/2$  (см. рисунок 3), в котором  $AB$  длина дуги наружной поверхности бруса при кручении.

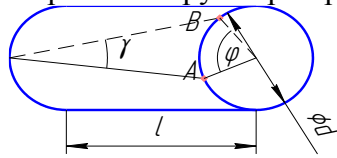


Рисунок 3 – Угол сдвига  $\gamma$  и закручивания  $\varphi$  при кручении вала

$$\tau_{max} = \frac{M_Z \cdot d}{I_P \cdot 2}$$

Знаем  $\tau_{max} = \gamma \cdot G$  и  $\gamma \cdot l = \varphi \cdot d/2$ , окончательно запишем

$$\varphi = \frac{M_Z \cdot l}{G \cdot I_P}$$

где  $G$  – модуль упругости при сдвиге (для стали  $G = 0,8 \cdot 10^4$  МПа)

Условия жесткости вала при кручении ведут по относительному углу закручивания  $\varphi_0 \leq [\varphi_0]$ , где  $\varphi_0$  – относительный угол закручивания

$$\varphi_0 = \frac{\varphi}{l} = \frac{M_Z}{G \cdot I_P}$$

$[\varphi_0]$  – допустимый угол закручивания,  $[\varphi_0] =$  от 0,0035 до 0,0175 рад /м (0,20...1,0 градус/м)

### **ВИДЫ РАСЧЕТОВ ВАЛОВ НА ЖЕСТКОСТЬ ПРИ КРУЧЕНИИ:**

1. Проверочный – сравнение относительного угла закручивания с

$$\varphi_0 = \frac{|M_Z|}{G \cdot I_P} \leq [\varphi_0]$$

допустимым

2. Проектный – определение диаметра вала на основании условия

$$\varphi_0 = \frac{|M_Z|}{G \cdot I_P}$$

жесткости  $\varphi_0 \leq [\varphi_0]$ , где

$$I_P = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

равен и окончательно находим

$$d = \sqrt[4]{\frac{|M_Z| \cdot 32}{\pi \cdot G \cdot [\varphi_0]}}$$

Определение допускаемого крутящего момента из условия жесткости

$$\varphi_0 \leq [\varphi_0], \text{ где } \varphi_0 = \frac{|M_z|}{G \cdot I_p} \text{ и окончательно запишем } |M_z| \leq I_p G \cdot [\varphi_0]$$

23 Деформация изгиба: внутренний силовой фактор, напряжение, эпюры, разновидности расчета на прочность.

Под изгибом понимается такой вид нагружения, при котором в поперечных сечениях бруса могут возникнуть два внутренних силовых фактора - изгибающий момент  $M_x$ , а также поперечная сила  $Q_y$ .

Если изгибающий момент в сечении балки является единственным силовым фактором то изгиб называют чистым (то есть  $M_x \neq 0, Q_y = 0$ ).

Если в поперечных сечениях балки, наряду с изгибающими моментами, возникают также и поперечные силы, то изгиб называют поперечным (то есть  $M_x \neq 0, Q_y \neq 0$ ).

Балка –это брус, внешне нагруженный изгибающими моментами и силами, перпендикулярными его продольной оси. Балка на рисунке 2 нагружена силой  $F$  равномерно-распределенной нагрузкой  $q$ , реакцией  $R_{Av}$  опоре  $A$  и  $R_{Bv}$  в опоре  $B$ , а также сосредоточенной парой  $M$ . Рассмотрим применение метода РОЗУ в сечении  $I$  (на расстоянии  $z_1$ ), рисунок 3.

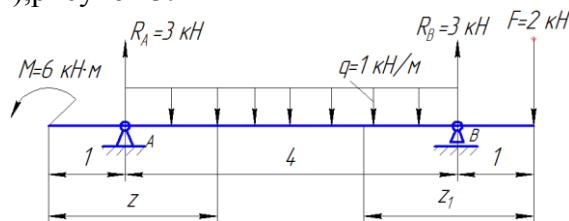


Рисунок 2– Балка с нагрузками

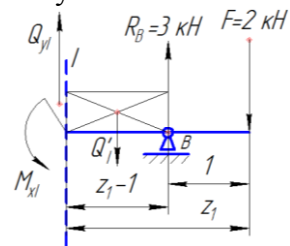


Рисунок 3– Оставленная часть балки на расстоянии  $z_1$

Применяя метод РОЗУ в сечении  $I$  (на расстоянии  $z_1$  на рисунке 3), выясняем, что изгибающий момент  $M_x$  в этом сечении балки численно равен алгебраической сумме моментов всех сил и пар, расположенных по одну сторону от выбранного поперечного сечения, то есть

$$M_x = [\text{сумма моментов сил } \Sigma(\pm F_i \cdot l_i)] + [\text{сумма моментов пар } \Sigma(\pm M_i)],$$

Правило знаков для моментов: «+» если деформация балки улыбкой или чашей (рисунок 4) и «-» если деформация балки печалью или зонтом (рисунок 5)

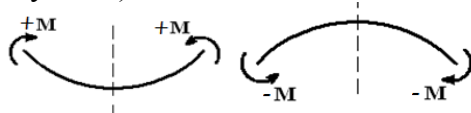


Рисунок 4

Рисунок 5

Тогда для нашего примера в сечении  $I$ , изгибающий момент равен ( $Q_{y1} = 3 \text{ кН}$ )

$$M_{xI} = \Sigma(\pm F_i \cdot Z_i) + \Sigma(\pm M_i) = (-Q_{y1} \cdot (Z_1 - 1)/2) + (+R_{Bv} \cdot (Z_1 - 1)) + (-F \cdot Z_1) = (-3 \cdot (4 - 1)/2) + (+3 \cdot (4 - 1)) + (-2 \cdot 4) = -4,5 + 9 - 8 = -3,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Применяя метод РОЗУ в сечении  $I$  (рисунок 3) выясняем, что поперечная сила  $Q_{y1}$  в произвольном сечении балки численно равна алгебраической сумме проекций на поперечную ось  $y$  всех внешних сил, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения, то есть

$$Q_y = [\text{сумма всех вертикальных сил } \Sigma(\pm F_i)]$$

Правило знаков для сил в уравнении поперечной силы: «+» если балка вращается по часовой стрелке (рисунок 6) и «-» если балка вращается



против часовой стрелке (рисунок 7)

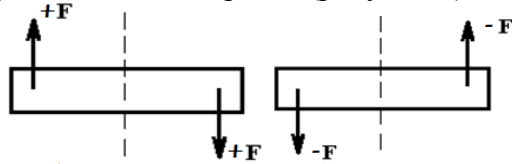


Рисунок 6

Рисунок 7

Тогда для нашего примера в сечении I, поперечная сила равна  $Q_{YI} = \sum(\pm F_i) = \pm Q_1 \pm R_B \pm F = +Q_1 - R_A + F = +3 - 3 + 2 = 2 \text{ кН}$

При изгибе возникает как сжатие слоев, так и растяжение. Согласно рисунка 7 слои сжаты выше нейтрального слоя, а растянуты ниже нейтрального слоя

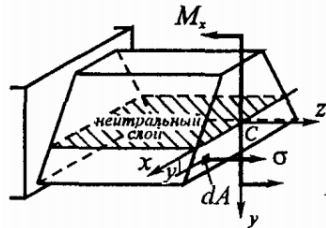


Рисунок 7 - Плоскость нейтрального слоя при изгибе

На рисунке 7, в поперечном сечении балки показаны:

$M_x$  – изгибающий момент

$z$  – продольная ось балки,  $x$  – поперечная ось балки

$C$  – точка центра тяжести поперечного сечения

$\sigma$  – нормальное напряжение в данной точке (или внутреннее давление в данной точке)

Распределение нормальных напряжений по высоте поперечного сечения балки определяется по равенству

$$\sigma = M_x \cdot y / I_x$$

где  $y$  – расстояние от нейтральной оси до какой-либо точки

$I_x$  – момент инерции поперечного сечения для оси  $X$

Для расчета балок на прочность необходимо знать, как изменяются поперечная сила и изгибающий момент по длине балки. С этой целью строятся их графики, называемые эпюрами поперечных сил  $Q_{yi}$  и изгибающих моментов  $M_x$ , на которых видны наибольшие значения изгибающего момента  $M_{\max}$  и поперечной силы  $Q_{\max}$ .

Условия прочности по нормальным напряжениям для хрупких материалов (для них применяют несимметричные поперечные сечения)

$$\begin{cases} \sigma_{\max} = (M_{\max} / I_x) y_p = M_{\max} / W_p \leq [\sigma_p] \\ \sigma_{\min} = (M_{\max} / I_x) y_c = M_{\max} / W_c \leq [\sigma_c] \end{cases}$$

где  $W_p = I_x / y_p$  и  $W_c = I_x / y_c$  – моменты сопротивления соответственно растянутых и сжатых волокон (моменты сопротивления это отношение осевого момента инерции  $I$  к расстоянию наиболее удаленных точек сечения от нейтральной линии растянутой части  $y_p$  и сжатой части  $y_c$ )

Осевой момент сопротивления измеряется в  $\text{см}^3$  или  $\text{мм}^3$ .

Расстояния  $y_c$  и  $y_p$  а также эпюра (график) распределения нормальных напряжений по высоте поперечного сечения показаны на рисунке 9

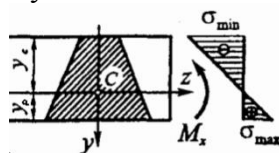


Рисунок 9 - Поперечное сечение балки и эпюра нормальных

напряжений по высоте поперечного сечения балки

Как известно, хрупкие материалы (например, чугун) на сжатие работают значительно лучше, чем на растяжение (для чугуна  $[\sigma_c] / [\sigma_p] = 3 \dots 5$ ). Поэтому для симметричных сечений материал в сжатой зоне будет значительно недогружен. Для несимметричных сечений (например, таврового, П-образного и т.п.) можно добиться одновременного выполнения условия прочности и на растяжение, и на сжатие, т.е.  $\sigma_{\max} = [\sigma_p]$  и  $\sigma_{\min} = [\sigma_c]$ . В этом случае материал будет использоваться наиболее эффективно.

Условия прочности по нормальным напряжениям для пластичных материалов (для них применяют симметричные поперечные сечения: прямоугольник, окружность и двутавровый прокатный профиль)

$$\sigma_{\max} = (M_{\max} / I_x) y_{\max} = M_{\max} / W_x \leq [\sigma]$$

где  $W_x = I_x / y_{\max}$  - моменты сопротивления поперечного сечения для оси x симметричного поперечного сечения.

Следствие: прочность балок из пластичных материалов обеспечена, если наибольшие по абсолютному значению нормальные напряжения  $\sigma_{\max}$ , возникающие в опасном сечении, не превышают допускаемой величины  $[\sigma]$ .

Для балок из пластичных материалов допускаемые напряжения на растяжение и сжатие одинаковы, поэтому рациональными будут являться поперечные сечения симметричны относительно нейтральной оси.

Значения  $I_x$  и  $W_x$  для прямоугольной и круглой формы поперечного сечения иллюстрируются на рисунке 10

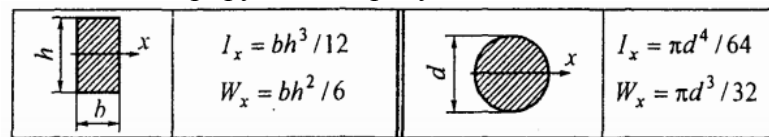


Рисунок 10 – Значения момента инерции  $I_x$  и момента сопротивления  $W_x$  для сечений простых форм

Вид эпюры поперечных сил и изгибающих моментов на участках балки в которых приложены: сосредоточенная сила, равномерно распределенная нагрузка, сосредоточенная пара сил

- а) На участках, где изгибающий момент постоянен (чистый изгиб, см. рис. 3), поперечная сила равна нулю;
- б) На участках, свободных от загрузки равномерно-распределенной нагрузкой, поперечная сила постоянна, а изгибающий момент изменяется по линейному закону, т. е. по прямой (см. рис. 1 и 2);

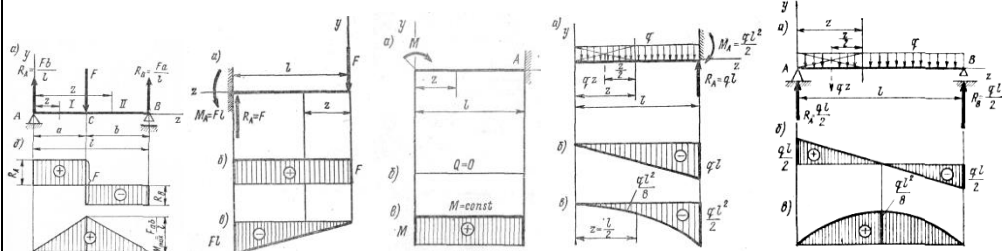


Рисунок 1 Рисунок 2 Рисунок 3 Рисунок 4 Рисунок 5

- в) На участках, загруженных равномерно-распределенной нагрузкой, поперечная сила изменяется по линейному закону, а изгибающий момент по параболе, выпуклость которой направлена навстречу векторам равномерно-распределенной нагрузки (см. рис. 4 и 5);

г) В точках приложения сосредоточенных сил на эпюре поперечных сил имеют место скачки, равные по величине силам, а на эпюре моментов — переломы, направленные навстречу силам (см. рис. 1 и 2);

д) В точках приложения сосредоточенных пар сил на эпюре моментов возникают скачки, равные величинам пар (см. рис. 3);

В точках, где поперечная сила равна нулю ( $Q = 0$ ), значение момента принимает экстремальное значение — максимальное или минимальное на рассматриваемом участке.

При изгибе также возникают касательные напряжения, которые определяют по формуле Журавского

$$\tau = Q \cdot S_x / (b \cdot I_x)$$

где

$Q$  — поперечная сила в исследуем сечении

$S_x$  — статический момент либо верхней или нижней части сечения по отношению к нейтральной оси

$b$  — расстояние от центра тяжести верхней или нижней части сечения до нейтральной оси

$I_x$  — момент инерции площадки поперечного сечения для оси  $X$

Теория касательных напряжений была предложена Д.К. Журавским в 1855 году применительно к балкам прямоугольного сечения и исходит из следующих допущений: касательные напряжения в каждой точке поперечного сечения направлены параллельно поперечной силе  $Q_y$  и распределяются равномерно по ширине сечения балки, но по высоте поперечного сечения балки касательные напряжения распределяются по закону квадратной параболы (в точках верхней и нижней кромок сечения они равны нулю и достигают максимума в точках нейтрального слоя).

Для площадок простых форм (прямоугольника и окружности) эпюра касательных напряжений и значения наибольших касательных напряжений показаны на рисунке 12



Рисунок 12 - Эпюра касательных напряжений и значения наибольших касательных напряжений для сечения простых форм

Проверку прочности балки по касательным напряжениям выполняют по неравенству  $\tau_{\max} = k Q_{\max} / A \leq [\tau]$

где  $k$  - коэффициент формы, равный:  $3/2$  - для прямоугольника,  $4/3$  - для круга

Такая проверка бывает необходима для коротких балок, нагруженных значительными поперечными силами.

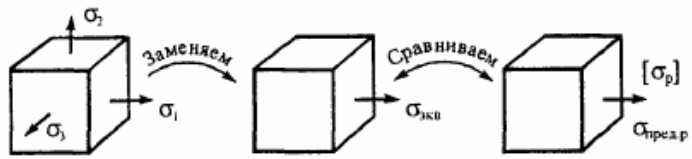
При расчетах балок на прочность различают три вида задач

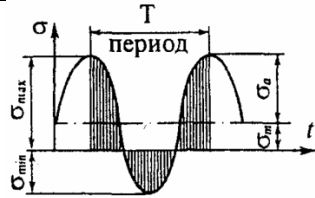
- первый вид задач – проверочный (определение максимальных нормальных напряжений и сравнение их с допустимыми) по условию

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{x \max}}{W_x} \leq [\sigma]$$

- второй вид задач – проектный (определение размера поперечного сечения либо подбор номера прокатного профиля) исходя из величины осевого момента сопротивления по условию

$$W_x = \frac{M_{x(\max)}}{[\sigma]} \leq W_{\text{ТАБЛ}}$$

	<ul style="list-style-type: none"> <li>• третий вид задач – определение допускаемого момента <math>[M]</math> или нагрузки <math>[F]</math> из формулы <math>[M] = [F] \cdot l \leq W_x \cdot [\sigma]</math> где <math>l</math> – характерная длина балки</li> </ul>
<p>24 Причина использования гипотез прочности. Формулы для определения эквивалентного напряжения для третьей, четвертой и пятой гипотез прочности.</p>	<p>Сложное напряженное состояние точки бруса можно заменить эквивалентным ему растяжением (рисунок 1), исходя из принятого критерия прочности, лежащего в основе гипотезы прочности</p>  <p>Рисунок 1 – Иллюстрация применения гипотезы прочности</p> <p>Типы (виды) предельных состояний материала - хрупкое разрушение и текучесть</p> <p>Назначение гипотез прочности</p> <p>Гипотеза прочности - это теоретическое предположение о причине разрушения материала или возникновения в нем состояния текучести</p> <p>Гипотеза прочности позволяет оценить прочность материала при любом напряженном состоянии, если из опыта известна прочность данного материала при простом растяжении</p> <p>Классические гипотезы прочности для пластичных материалов - гипотезы наибольших касательных напряжений <math>\tau_{\max}</math> (Кулон, 1773 г.) и удельной потенциальной энергии формоизменения <math>u_{\phi}</math> (Губер, 1904 г.) и гипотеза Мора (О.Мор, 1882 г.)</p> <p>Условие прочности для любой из гипотез <math>\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma_p]</math></p> <p>Эквивалентное напряжение <math>\sigma_{\text{экв}}</math> - это такое напряжение, которое следует создать в растянутом образце, чтобы его состояние было равноопасно с заданным напряженным состоянием</p> <p>Формула эквивалентного напряжения <math>\sigma_{\text{экв}}</math> по пятой гипотезе прочности <math>\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3 \cdot \tau_z^2}</math></p> <p>Доказательство формулы эквивалентного напряжения <math>\sigma_{\text{экв}}</math> для бруса с круглым поперечным сечением, подверженного деформации изгиба и кручения (по V гипотезе)</p> $\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{M_{\text{сум}}}{W_x}\right)^2 + 3\left(\frac{M_z}{W_p}\right)^2} = \sqrt{\frac{M_x^2 + M_y^2}{W_x^2} + 3\left(\frac{M_z}{W_p}\right)^2} =$ $= \sqrt{\left(\frac{M_x}{W_x}\right)^2 + \left(\frac{M_y}{W_x}\right)^2 + 3\left(\frac{M_z}{2W_x}\right)^2} = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 3M_z^2/4}}{W_x} = \frac{M_{\text{экв}}}{W_x}$ <p>Классические гипотезы для хрупких материалов - гипотеза Мора (О.Мор, 1882 г.)</p> <p>Формула эквивалентного напряжения <math>\sigma_{\text{экв}}</math> по третьей гипотезе прочности <math>\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_z^2 + 4 \cdot \tau_z^2}</math></p>
<p>25 Усталость материалов. Пределы выносливости деталей: вал и зубчатое колесо</p>	<p>Накопление необратимых механических изменений в материале при приложении циклических нагрузок называют усталостью, а разрушение в результате постепенного развития трещины – усталостным разрушением. Свойство же материала противостоять усталостному разрушению называется выносливостью.</p> <p>Циклом напряжений называют такую однократную их смену, в течение которой напряжения принимают все возможные значения, при этом конечное значение будет равно начальному.</p>



Основными параметрами цикла являются

$\sigma_{\max}$  - максимальное значение напряжения (по абсолютной величине).

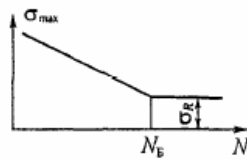
$R_\sigma$  - коэффициент асимметрии цикла, 
$$R_\sigma = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

$\sigma_m$  - среднее значение напряжения в цикле, 
$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2}$$


$\sigma_a$  - амплитудное значение напряжений, 
$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2}$$

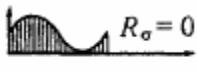
База испытаний - это количество циклов  $N_B$  нагрузок, которым подвергают образец при его испытаниях на усталость. При этом в образце не должно произойти усталостного разрушения, а значение максимального напряжения, возникающего в образце называют пределом выносливости  $\sigma_R(\tau_R)$ .

Для сталей база испытаний равна  $10 \cdot 10^6$  циклов, а для цветных металлов - от 50 до  $100 \cdot 10^6$  циклов



Характерные циклы, которые реализуются в испытательных машинах

- Симметричный, для которого  $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$  и  $R_\sigma = -1$  

- Пульсационный, для которого  $\sigma_{\min} = 0$  и  $R_\sigma = 0$  

Пределом выносливости  $\sigma_R(\tau_R)$  называют наибольшее напряжение цикла, которое образец может выдержать, не разрушаясь при его испытаниях на усталость. В обозначении предела выносливости  $\sigma_R(\tau_R)$  индекс  $R$  соответствует коэффициенту асимметрии цикла. Например, предел выносливости по нормальным напряжениям для симметричного цикла принимает вид  $\sigma_{-1}$ , для пульсационного  $\sigma_0$ .

Наиболее существенное влияние на величину предела выносливости деталей машин оказывают факторы

1) абсолютные размеры поперечного сечения (масштабный фактор)

$$K_{d\sigma} = \sigma_{-1d} / \sigma_{-1};$$

2) концентрация напряжений  $K_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_{-1K};$

3) качество обработки поверхности  $K_F = \sigma_{-1F} / \sigma_{-1};$

4) поверхностное упрочнение  $K_v = \sigma_{-1y} / \sigma_{-1};$

5) асимметрия цикла (коэффициенты чувствительности  $\psi_\sigma$  и  $\psi_\tau$ );

6) эксплуатационные факторы (коррозия, температура и др.).

Для повышения усталостной прочности деталей применяются

металлургические (современные технологии выплавки стали), конструктивные (проектирование деталей с рациональными формами) и технологические (повышение качества и механических свойств поверхности детали) мероприятия.

Предел выносливости детали при симметричном цикле определяется по формулам

при действии нормальных напряжений

$$\sigma_{-1д} = \sigma_{-1} / K, \quad K = (K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_F - 1) / K_v;$$

при действии касательных напряжений

$$\tau_{-1д} = \tau_{-1} / K, \quad K = (K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_F - 1) K_v,$$

где  $K$  - коэффициент снижения предела выносливости

Запас усталостной прочности детали при простых видах деформации определяется по формулам, предложенным в 1940-х годах С.В. Серенсенем и Р.С. Кинасошвили:

при растяжении-сжатии и изгибе

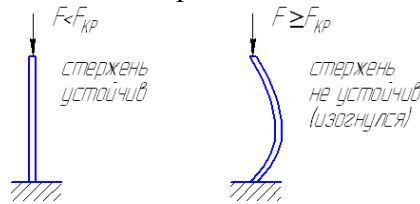
$$n_{\sigma} = \sigma_{-1} / (K\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m);$$

при кручении

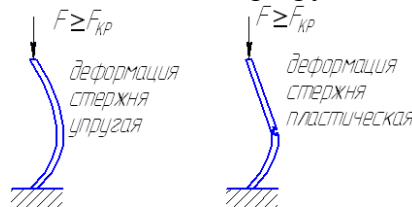
$$n_{\tau} = \tau_{-1} / (K\tau_a + \psi_{\tau}\tau_m).$$

26 Устойчивость сжатых стержней: определение, критическая сила, гибкость, классификация стержней.

Устойчивость – это способность стержня не изгибаться при действии на него сжимающей силы. Сила, при которой стержень начнет изгибаться называется критической  $F_{кр}$ .



При потере стержнем устойчивости деформация может быть: 1 упругой; 2 пластической; 3 разрушение



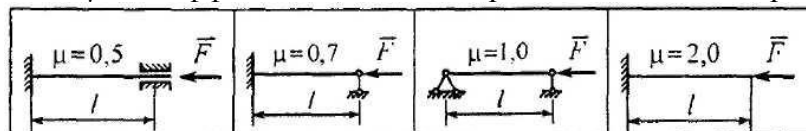
В случае упругой деформации критическую силу считают по формуле Эйлера

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{MIN}}{(\mu \cdot l)^2}$$

где  $\pi=3,14$  рад

$E$  – модуль продольной упругости материала, МПа

$\mu$  – коэффициент способа закрепления концов стержня



$I_{MIN}$  – момент инерции формы поперечного сечения стержня (минимальный из  $I_x$  или  $I_y$ ), мм<sup>4</sup>

$l$  – длина стержня, мм

В случае пластической деформации стержня критическую силу считают по формуле Ясинского  $F_{кр} = A \cdot (a - b \cdot \lambda + c \cdot \lambda^2)$

где  $A$  – площадь поперечного сечения стержня, мм<sup>2</sup>

$a, b, c$  – характерные коэффициенты, МПа

	<p><math>\lambda</math> – гибкость стержня, безразмерная Фактическую гибкость определяют по формуле</p> $\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{MIN}}$ <p>где <math>i_{MIN}</math> – радиус инерции поперечного сечения стержня(если форму поперечного сечения заменить окружностью) , мм</p> $i_{MIN} = \sqrt{\frac{I_{MIN}}{A}}$ <p>Для выяснения принадлежности стержня к какой-либо категории, необходимо сравнить фактическую гибкость <math>\lambda</math> с первой <math>\lambda_1</math> или второй <math>\lambda_2</math> предельной гибкостью.</p> <p>Если <math>\lambda \leq \lambda_1</math> то стержень большой гибкости , где <math>\lambda_1 = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{пл}}}</math></p> <p>Если <math>\lambda \geq \lambda_1</math> , но <math>\lambda \leq \lambda_2</math> то стержень средней гибкости, где <math>\lambda_2</math> берут из справочных таблиц</p> <p>Если <math>\lambda \geq \lambda_2</math> то стержень малой гибкости , тогда критическую силу считают из условия прочности материала на сжатие <math>F_{кр} = A \cdot \sigma_{ТС}</math></p> <p>где <math>\sigma_{ТС}</math> – предел текучести материала при сжатии, МПа.</p> <p>По параметру гибкости стержни делят на три категории</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1 Стержни большой гибкости (припотери устойчивости деформация упругая)</li> <li>2 Стержни средней гибкости (припотери устойчивости деформация пластическая)</li> <li>3 Стержни малой гибкости (устойчивость не теряют; разрушаются при сжатии)</li> </ol>
<p>27 Детали машин: основные определения, классификация машин. Требования к деталям и машинам</p>	<p>Деталь – обработанная ручным либо машинным способом материя, выполняющая заданные функции.</p> <p>Сборочная единица – неподвижное соединение двух и более деталей</p> <p>Изделие – деталь или сборочная единица, изготовленная согласно действующим стандартам или техническим условиям.</p> <p>Механизм – подвижное соединение двух и более деталей, каждое из которых выполняет закономерное движение. Механизм может быть: 1 энергетическим – преобразует какой-либо вид энергии в механическую работу и наоборот (электродвигатель, ДВС, генератор и т.п.); 2 передаточным – передает механическую энергию от источника к потребителю (передачи: зубчатая, червячная, ременная, цепная и т.п); 3 исполнительным – преобразует механическую энергию в полезную работу (гребной винт, лента конвейера, колесная ось автомобиля и т.п)</p> <p>Привод – соединение энергетического и передаточного механизма, служащее для создания необходимого движения для исполнительного механизма</p> <p>Машина – соединение привода с исполнительным механизмом. Машина преобразует какой либо вид энергии в полезную работу и предназначена для замены, ускорения либо усиления человеческого труда. Машины можно разделить на следующие виды: 1 Энергетические – преобразуют различные виды энергии в полезную работу. 2 Информационные – преобразуют различные виды электронной информации</p>
<p>28 Что называют механической передачей?</p>	<p>Как правило, угловая скорость вала исполнительного механизма должны быть значительно ниже, чем угловая скорость вала двигателя, а вращающий момент должен достаточно большим. Поэтому между ними необходимо расположить передаточный механизм, называемый</p>

Силовые и кинематические характеристики механической передачи: передаточное число, окружная скорость, мощность на валу, КПД. Что называют редуктором?

механической передачей, которая будет понижать кинематическую характеристику (угловую или линейную скорость), а повышать силовую характеристику (вращающий момент или тяговое усилие).

Механические передачи классифицируются:

1 по взаимному расположению ведущего и ведомого валов в пространстве

а) передачи между параллельными валами,

б) между пересекающимися валами,

в) между скрещивающимися валами;

2 по принципу осуществления передачи движения

а) передачи трением,

б) передачи зацеплением;

3 по способу контакта между ведущим и ведомым звеньями

а) передачи с непосредственным касанием,

в) передачи с гибкой связью.

В механической передаче звено, передающее энергию называют ведущим, а звено, принимающее энергию называют ведомым. Параметрам ведущего звена присваивают меньший числовой индекс (например 1), а ведомому больший (например 2).

Передаточное число  $i$  – это отношение угловой скорости вала ведущего звена  $\omega_1$  к угловой скорости вала ведомого  $\omega_2$ . Это же отношение справедливо, если заданы частоты вращения валов  $n_1$  и  $n_2$ .  $i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$

Звенья механической передачи чаще всего совершают вращательное движение, поскольку при таком движении накопление энергии звеном не требует дополнительного пространства, в отличие от поступательно движущихся звеньев. Наибольшая линейная скорость точек вращающегося звена (колеса, шкива, звездочки) называется окружной  $v$ . Ее определяют по известным диаметру  $d$  и угловой скорости  $\omega$  звена, по равенству  $v = \omega \cdot d/2$

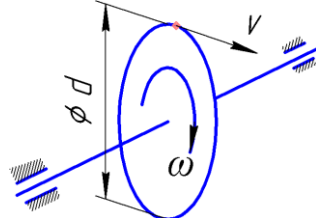


Рисунок 1 – Связь окружной и угловой скоростей

Мощность на валу определяют, если известны

а) окружное усилие  $F$  и окружная скорость  $v$ , по равенству  $P = F \cdot v$

б) и вращающий момент  $T$  угловая скорость  $\omega$ , по равенству  $P = T \cdot \omega$

Окружное усилие  $F$  и вращающий момент  $T$  связаны между собой соотношением  $T = F \cdot d/2$

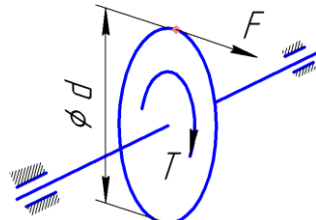


Рисунок 2 – Связь окружной силы и вращающего момента

Коэффициент полезного действия  $\eta$  (КПД) механической передачи, показывает какая доля мощности, подводимой к ведущему звену  $P_1$  сохраниться на ведомом звене  $P_2$ , то есть  $\eta = P_2/P_1$ .

Редуктором называют механическую передачу, помещенную в корпус, и обеспеченную как контролем, так и условиями смазки, как самой



	<p>передачи, так и подшипниковых узлов.</p> <p>Основное назначение редуктора — передача мощности от двигателя к исполнительному механизму, а также понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента на ведомом валу, по сравнению с ведущим валом. В зависимости от вида передачи, которая используется в редукторе, различают зубчатые цилиндрические, зубчатые конические, червячные и комбинированные редукторы. Они могут быть одно- и многоступенчатые.</p>  <p>Рисунок 1 - Схемы редукторов: а — одноступенчатый с цилиндрическими колесами, б — одноступенчатый с коническими колесами, в — одноступенчатый червячный</p>
<p>29 Что называют надежностью и сроком службы изделия? Формула и единицы измерения срока службы</p>	<p>Надежность изделия - это его способность выполнять заданные функции, показатели которых будут сохранять требуемые значения в течение определенного промежутка времени.</p> <p>Календарный срок службы - промежуток времени, измеряемый в годах, в течение которого будет обеспечена надежная работа изделия.</p> <p>Рабочий срок службы - промежуток времени, измеряемый в часах, в течение которого будет обеспечена надежная работа изделия, при его безостановочной эксплуатации.</p> <p>Рабочий срок службы привода <math>L_h</math> определяем по уравнению</p> $L_h = 0,85 \cdot 365 \cdot L_r \cdot L_c \cdot t_c = \dots$ <p>где <math>L_r = \dots</math> календарный срок службы (в годах)  <math>L_c = \dots</math> число рабочих смен предприятия (количество)  <math>t_c = \dots</math> продолжительность смены (часы)</p> <p>Значение рабочего срока службы <math>L_h</math> должно находиться в пределах от 5 до 30 тысяч часов</p>
<p>30 Последовательность соединения механических передач в приводах (в заданиях курсовых проектов). КПД привода.</p>	<p>Механические передачи в приводах машин собирают по схемам №1 ДВ-М-ЗП-ОП-РМ  №2 ДВ-ОП-ЗП-М-РМ  где  ДВ - Электродвигатель  М - Муфта ...  ЗП - Закрытая передача (редуктор ...  ОП - Открытая передача(...  ПК – Подшипник качения  ПК – Подшипник качения  ПС – Подшипник скольжения  РМ – рабочий механизм</p> <p>Валы привода на кинематической схеме обозначены римскими цифрами: I Вал электродвигателя; II - Вал быстроходный редуктора; III - Вал тихоходный редуктора; IV - Вал рабочего механизма</p> <p>В приводе все передачи (открытая и закрытая) и узлы (подшипники качения и скольжения, муфта) соединены последовательно. При последовательном соединении элементов коэффициент полезного</p>

	<p>действия определяют по уравнению: <math>\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{оп}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пк}}^2 \cdot \eta_{\text{пс}}</math>,</p> <p>где <math>\eta_{\text{зп}} = \dots</math> - коэффициент полезного действия закрытой передачи,  <math>\eta_{\text{оп}} = \dots</math> - коэффициент полезного действия открытой передачи,  <math>\eta_{\text{м}} = \dots</math> - коэффициент полезного действия муфты,  <math>\eta_{\text{пк}} = \dots</math> - коэффициент полезного действия подшипников качения (по кинематической схеме в редукторе две пары подшипников)  <math>\eta_{\text{пс}} = \dots</math> - коэффициент полезного действия подшипников скольжения (по схеме на приводном валу рабочего механизма одна пара подшипников*)</p>
<p>31 Кинематические и силовые характеристики валов привода.</p>	<p>Общее передаточное число привода</p> $u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{НОМ}}}{n_{\text{РМ}}}$ <p>Передаточное число закрытой передачи <math>u_{\text{зп}} = \dots\dots</math> назначаем на основании таблицы рекомендуемых передаточных чисел.  Передаточное число открытой передачи определяем по уравнению</p> $u_{\text{оп}} = u_{\text{общ}} / u_{\text{зп}}$ <p>Силовые (мощность Р и вращающий моментТ) и кинематические (частота вращения n и угловая скорость <math>\omega</math>) характеристики валов привода рассчитывают для каждого из четырех валов. Схема определения характеристик</p> <p>Ведущий вал 1 – [механизм: <math>\eta</math>, <math>u</math>]- ведомый вал 2  (P<sub>1</sub>, n<sub>1</sub>, <math>\omega</math><sub>1</sub>, Т<sub>1</sub>) (P<sub>2</sub>, n<sub>2</sub>, <math>\omega</math><sub>2</sub>, Т<sub>2</sub>)</p> <p>Мощность Р<sub>2</sub> на выходном (ведомом) валу (с учетом КПД подшипников <math>\eta_{\text{п}}</math>) <math>P_2 = P_1 \cdot \eta \cdot \eta_{\text{п}}</math>  Частота вращения n<sub>2</sub> ведомого вала <math>n_2 = n_1 / u</math>  Угловая скорость вала <math>\omega = \pi \cdot n / 30</math>  Вращающий момент на валу <math>T = P / \omega</math></p>

<p>32 Материал л звеньев редукторной пары</p>	<p>Материал звеньев редукторной пары проводят в зависимости от типа редуктора: цилиндрического, конического или червячного</p> <p>Детальными редукторной пары цилиндрического конического редуктора являются шестерни.</p> <p>Детальными редукторной пары червячного редуктора являются червя (винт) и шестерня (червячное колесо)</p> <p>Основной материал шестерен и червяка является сталь. Марки сталей делят на две группы:</p> <p>1 группа - до 2 кВт передаваемой мощности (марки 35,40,45,40ХН) 2 группа - более 2 кВт передаваемой мощности (марки 40Х,35ХМ)</p> <p>Сталь – материал, который дополнительно подвергают нагреву и охлаждению (термообработка)</p> <p>Разновидности термообработки</p> <p>1 группа –</p> <p>А) нормализация (нагрев не более 800 С и охлаждение на воздухе) позволяет получить среднюю нагрузочную способность, но при этом зубья колес хорошо и быстро прирабатываются и сохраняют точность, полученную при механической обработке)</p> <p>Б) Улучшение (закалка+ высокий отпуск) - обеспечивает более высокую твердость, чем при нормализации, но нарезание зубьев более энергозатратно.</p> <p>2 группа: улучшение + закалка токами высокой частоты (ТВЧ) - Дает высокую нагрузочную способность при достаточно простой технологии.</p> <p>Характеристики материала шестерни являются</p> <p>1) Твердость заготовки в единицах шкалы Бринелля (НВ) или Роквелла (HRC). Перевод единиц 1HRC=10НВ</p> <p>2) Предел выносливости (базовый) по контактному напряжению <math>[\sigma]_{H0}</math> и напряжению изгиба <math>[\sigma]_{F0}</math></p> <p>Основной материал червячного колеса – цветные сплавы. Марки сталей делят на три группы:</p> <p>I группа БрО10Ф1 (<math>\sigma_B = 275</math> МПа (Н/мм<sup>2</sup>), <math>\sigma_T = 200</math> МПа (Н/мм<sup>2</sup>), <math>v_s =</math> более 5 м/с)</p> <p>II группа БрА9Ж3Л <math>\sigma_B = 500</math> МПа (Н/мм<sup>2</sup>), <math>\sigma_T = 230</math> МПа (Н/мм<sup>2</sup>), <math>v_s =</math> от 2 до 5 м/с)</p> <p>III группа СЧ15 <math>\sigma_B = 315</math> МПа (Н/мм<sup>2</sup>), <math>v_s =</math> до 2 м/с)</p> <p>Скорость скольжения <math>v_s</math> витков червяка по зубу колеса определяется по эмпирической формуле</p> $v_s = \frac{4,3 \cdot \omega_2 \cdot u_{эл} \cdot \sqrt[3]{T_2}}{1000}$ <p>где <math>T_2</math>- вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м;  <math>\omega_2</math> - угловая скорость тихоходного вала, рад/с;  <math>u_{эл}</math> передаточное число редуктора (закрытой передачи)</p> <p>Характеристики материала червячного колеса являются</p> <p>3) Предельные напряжения: <math>\sigma_B</math> - временное сопротивление МПа (Н/мм<sup>2</sup>), <math>\sigma_T</math> – предел текучести)</p> <p>4) Предел выносливости (базовый) по контактному напряжению <math>[\sigma]_{H0}</math> и напряжению изгиба <math>[\sigma]_{F0}</math></p>
<p>33 Фрикцио нная передача: конструкция, принцип действия, достоинства и недостатки.</p>	<p>Фрикционная передача, так же как и ременная, основана на использовании сил трения. Простейшая фрикционная передача — цилиндрическая — состоит из двух гладких дисков (катков), прижатых один к другому. В зоне контакта дисков возникают силы трения. При вращении ведущего диска сила трения, касательно приложенная к ведомому диску, будет вращать последний. Поскольку работоспособность фрикционной передачи зависит от силы трения, то при изготовлении таких передач подбираются соответствующие</p>

материалы дисков, дающие в паре высокий коэффициент трения. Для создания необходимого давления между катками применяют специальные нажимные устройства. К достоинствам такой передачи можно отнести относительную простоту конструкции, а к основным недостаткам — большой износ рабочих поверхностей и возможность проскальзывания катков.

Кроме фрикционной передачи с внешним касанием существует передача с внутренним касанием. Цилиндрические фрикционные передачи в основном применяют в приборах и малонагруженных машинах (электропроигрыватели, швейные машины и др.). На кинематических схемах фрикционная цилиндрическая передача с внешним касанием обозначается, как показано на рис. 1 (стрелки указывают на направление силы нажатия).

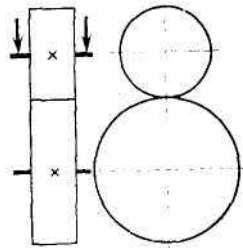


Рисунок 1 - Схема фрикционной цилиндрической передачи с внешним зацеплением

Передаточное число фрикционной передачи подсчитывается так же, как и ременной, т. е. берется отношение диаметров ведомого и ведущего дисков (катков).

34 Цилиндрическая и коническая зубчатые передачи: достоинства и недостатки, геометрические размеры колес

Как ведущим, так и ведомым звеном зубчатой передачи является колесо, на котором на равном расстоянии друг от друга расположены зубья. Зуб ведущего колеса входит во впадину ведомого колеса и, таким образом, путем контакта боковых поверхностей зубьев происходит передача окружного усилия  $F$  от ведущего колеса ведомому.

Достоинства

- 1 Постоянство передаточного числа
- 2 Компактность при передаче больших мощностей
- 3 Простота монтажа и настройки

Недостатки

- 1 Необходимость наличия смазочного материала в зацеплении зубьев
- 2 Необходимость замены как ведущего, так и ведомого колес при выходе из строя какого-либо одного из них
- 3 Шум при больших окружных скоростях
- 4 Дороговизна изготовления стальных колес (оборудование, термическая обработка, контролирующей инструмент)

Модуль  $m$  является основной геометрической характеристикой зубчатого колеса. Величина модуля стандартизована, это облегчает изготовление и подбор зубчатых колес.

$$m = \frac{P}{\pi}$$

Для цилиндрического зубчатого колеса можно легко определить основные размеры:

диаметр делительной окружности  $d = mz$ ,

диаметр окружности вершин  $d_a = d + 2h_a = m(z + 2)$ ,

диаметр окружности впадин  $d_f = d - 2h_f = m(z - 2,5)$ .

Расстояние между центрами колес (межосевое расстояние)

$$a_{ос} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$$

Расстояние от делительной окружности до вершины зуба называется головкой зуба  $h_a$  (см. рис. 1), а от делительной окружности до основания зуба — ножкой зуба  $h_f$ . При изготовлении колес стандартным зуборезным инструментом высота головки зуба получается равной  $m$ , а высота ножки  $1,25m$ . Таким образом, полная высота зуба  $h=2,25m$

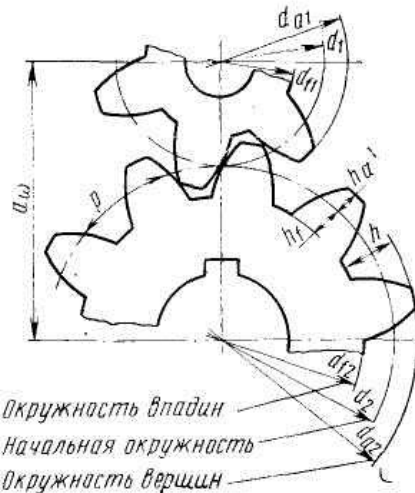


Рисунок 1 - Элементы зубчатого зацепления

35 Термообработка, способы изготовления и виды разрушения зубьев зубчатых колес

Заготовки зубчатых колес (или червяка) подвергают следующим видам термообработки:

А) Нормализация - Позволяет получить среднюю нагрузочную способность, но при этом зубья колес хорошо и быстро прирабатываются и сохраняют точность, полученную при механической обработке.

Б) Улучшение - Обеспечивает более высокую твердость, чем при нормализации, но нарезание зубьев более энергозатратно.

В) Закалка токами высокой частоты (ТВЧ) - Дает высокую нагрузочную способность при достаточно простой технологии.

Способы изготовления зубчатых колес

1 метод копирования (дисковая модульная фреза, пальцевая модульная фреза)

2 метод обкатки (реечный долбяк, фреза)

Отделочная операция зубчатых колес

а) шлифование

б) притирка

в) шевингование (инструмент - шевер (зубчатое колесо с узкими канавками на рабочей поверхности зубьев))

Разновидности разрушений зубьев

а) заедание зубьев – вызвано систематическими перегрузками зубчатой передачи

б) выкрашивания рабочей поверхности зуба – вызвано наличием смазочного материала в месте контакта зубьев

в) износ зуба – вызвано наличием твердых частиц (пыли) в месте контакта зубьев

г) поломка зуба

36 Червячная передача: достоинства и недостатки, геометрические размеры колеса и червяка

Червячная передача представляет собой зубчато-винтовую передачу и состоит из червячного колеса (косозубого колеса с зубьями специальной формы) и червяка (винта с трапецидальной резьбой). Она применяется для передачи вращения между валами, геометрические оси которых скрещиваются (рис. 1 а, б). Для обеспечения зацепления шаг червяка должен быть равен окружному шагу червячного колеса. Червяк, как и обычный винт, может быть одно- и многозаходным.

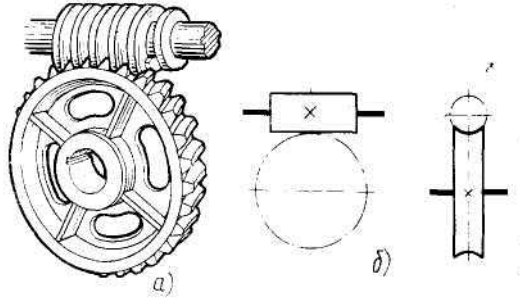


Рисунок 1 - Червячная передача (а) и ее условное изображение  
 Передаточное число червячной передачи

$$u_{1-2} = \frac{z_k}{z_v},$$

где  $z_k$  — число зубьев колеса;  $z_v$  — число заходов резьбы на червяке.

Червячная передача имеет ряд преимуществ по сравнению с другими передачами:

- 1 плавность и бесшумность работы,
- 2 возможность получать большие передаточные числа (например, при  $z_k=50$  и  $z_v=1$ , передаточное число  $u_{1-2}=50$ ).
- 3 Возможность самоторможения (то, есть невозможность передачи вращательного движения от колеса к червяку)

Недостатки:

- 1 большие потери мощности на трение, т. е. наиболее низкий КПД, поэтому для изготовления червячного колеса обычно используют дорогие антифрикционные материалы (бронзу).
- 2 Требование к точному расположению червячного колеса относительно червяка при монтаже передачи
- 3 Дороговизна материала червячного колеса и червяка

основные геометрические размеры передачи, мм (см рис. 1):

При корригировании исполнительные размеры червяка не изменяются; у червячного колеса изменяются диаметры вершин и впадин:

а) основные размеры червяка

делительный диаметр  $d_{a1} = z_1 \cdot m$

начальный диаметр  $d_{\omega 1} = m \cdot (q + 2 \cdot x)$

диаметр вершин витков  $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$

диаметр впадин витков  $d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$

делительный угол подъема витков  $\gamma = \arctg(z_1/q)$

длина нарезаемой части червяка  $b_1 = (10 + 5,5 \cdot |x| + z_1) \cdot m$ ;

б) Основные размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр  $d_{a2} = d_{\omega 2} = z_2 \cdot m$

диаметр вершин зубьев  $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x)$

диаметр впадин зубьев  $d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x)$

наибольший диаметр колеса  $d_{aM2} \leq d_{a2} + 6 \cdot m / (z_1 + 2)$

ширина венца: при  $z_1=1$  или 2,  $b_2 = 0,355 \cdot a_{\omega}$  ;

при  $z_1=4$ ,  $b_2 = 0,315 \cdot a_{\omega}$  ;

радиусы закруглений зубьев: вершин  $R_a = 0,5 \cdot d_1 \cdot m$ ; впадин  $R_f = 0,5 \cdot d_1 + 1,2 \cdot m$

условный угол обхвата червяка венцом колеса  $2\delta: \sin = b_2 / (d_{a1} - 0,5 \cdot m)$

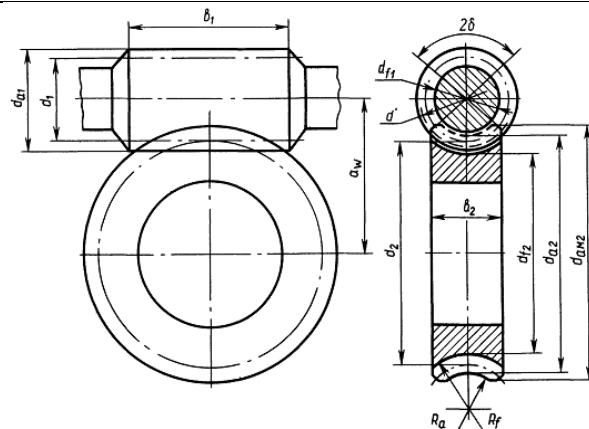


Рисунок 2.1 - Геометрические размеры червячной передачи

37 Передача  
винт-гайка:  
конструкция,  
принцип  
действия,  
достоинства и  
недостатки

*Винтовой механизм* состоит из винта и гайки. Он широко используется для преобразования вращательного движения в поступательное. Возможно несколько вариантов применения такого механизма:

ведущим элементом является винт, которому сообщается вращательное движение. Гайка закреплена неподвижно, поэтому винт, вращаясь, одновременно будет перемещаться поступательно (механизм слесарных тисков);

ведущим элементом также является винт и ему сообщается вращательное движение, но он закреплен так, что лишен возможности поступательно перемещаться. Гайка в свою очередь лишена возможности вращаться и будет перемещаться лишь поступательно (механизм продольной подачи суппорта токарного станка при помощи ходового винта);

ведущим элементом является гайка, которой сообщается вращательное движение. Поскольку она закреплена так, что может лишь вращаться, винт будет двигаться поступательно (механизм винтового домкрата);

ведущим элементом является гайка, ей сообщается поступательное движение. Ведомым движением в этом случае будет вращение винта (механизм быстродействующей отвертки). Возможно и обратное преобразование — поступательного движения винта во вращательное движение гайки.

Первые три варианта используются для преобразования вращательного движения в поступательное, а четвертый — поступательного движения во вращательное. Последнее преобразование возможно лишь при одном непременном условии — угол подъема винтовой линии должен быть большим.

Кинематический расчет винтового механизма прост: за один оборот линейное перемещение равно ходу резьбы, т. е. произведению шага на число заходов.

Винтовой домкрат (рис.1) состоит из винта 4, ввинчиваемого в корпус 1, и рукоятки 5 с собачкой 2, преобразующих качательное движение, производимое рукой рабочего, в прерывистое вращение. Сверху на винте расположена грузовая головка 3. Чтобы груз самопроизвольно не опускался, винт домкрата имеет самотормозящую резьбу с малым углом подъема. Профиль резьбы обычно прямоугольный, что обеспечивает более высокий (по сравнению с другими типами резьб) коэффициент полезного действия.

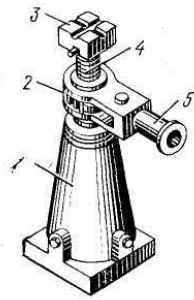


Рисунок 1 Винтовой домкрат

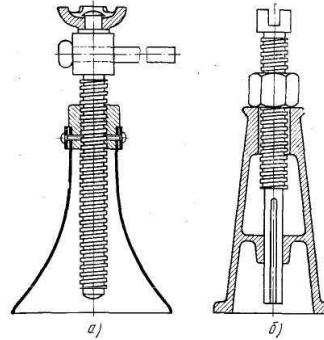


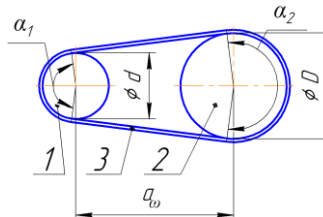
Рисунок 2 Схемы винтовых домкратов: а — винт поднимается, вращаясь, б — винт поднимается путем вращения гайки

Существуют и более простые конструкции домкратов без собачки. Так, на рис. 2, а показан домкрат, в котором винт совершает и вращательное, и поступательное движения, а на рис. 2, б изображен домкрат, в котором для подъема винта вращают гайку. Винт в этом случае имеет лишь поступательное движение. Его вращение предотвращается направляющей шпонкой

38 Ременные передачи: конструкция, достоинства и недостатки

Назначение ременной передачи – передача вращения от ведущего шкива ведомому посредством натянутого между ними ремня. Направления вращения шкива 1 и 2 – совпадают. Натяжение ремня обеспечивает его сцепление со шкивом.

конструкция ременной передачи показана на рис. 1



1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 - ремень

Рисунок 1 - конструкция ременной передачи

Передаточное число ременной передачи подсчитывается как

отношение диаметров ведомого и ведущего шкивов 
$$u_{1-2} = \frac{D}{d}$$

На надежную работу передачи особое влияние оказывает угол обхвата ремнем малого шкива  $\alpha_1$ . Практикой установлено, что ременная передача будет работать надежно, если угол обхвата  $\alpha_1$  будет не меньше  $120^\circ$ . Это требование выполняется, если соблюдаются такие условия:  $1/3 < u_{1-2} < 3$  и межосевое расстояние не меньше удвоенной суммы диаметров шкивов  $a_0 \leq 2 \cdot (d + D)$ .

Достоинства

- 1 бесшумность работы
- 2 Способность пробуксовки ремня в случае перегрузки передачи
- 3 Простота монтажа
- 4 Передача вращательного движения на большие расстояния (до 8 м)

Недостатки

- 1 Малая долговечность ремня (рабочий срок службы до 8000 ч, число перегибов за секунду – не более 15)
- 2 накопления статического электричества на поверхности шкива
- 3 создание дополнительного усилия на валы вследствие силы натяжения ремня

39 Цепные передачи:

Простейшая *цепная передача* состоит из двух звездочек, расположенных на параллельных валах, и цепи, охватывающей



достоинства и недостатки, типы приводных цепей. Порядок проектного расчета цепной передачи

звездочки (рис.1). Как и ременная, это передача с гибкой связью.

Гибким звеном в этом случае является цепь, входящая в зацепление с зубьями звездочек. По характеру выполняемой работы цепи делятся на три группы: 1 приводные; 2 тяговые; 3 грузовые

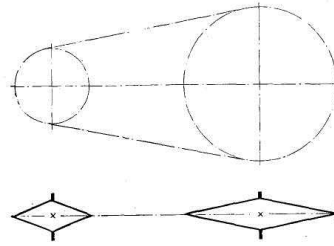
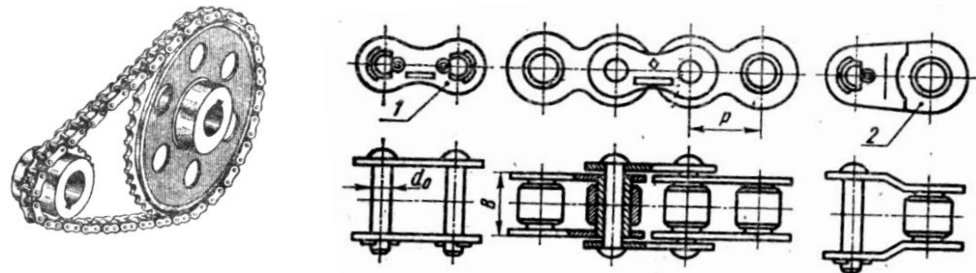


Рисунок 1 - Условное обозначение цепной передачи

В курсе «деталей машин» рассматривают приводные цепи, которые делят на виды:

1 Роликовые;



- а) б) в) г)  
 а) общий вид цепной передачи роликовой цепью; б) соединительное звено при четном числе звеньев; в) общий вид роликовой цепи; г) соединительное звено при нечетном числе звеньев

Рисунок 2 – Роликовые приводные цепи

2 Втулочные;

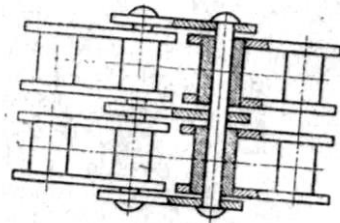
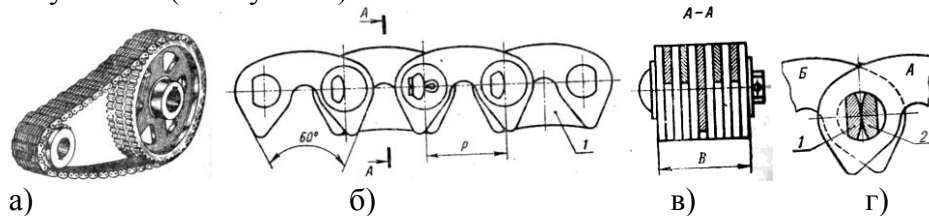


Рисунок 3 – Сдвоенная втулочная цепь

3 Зубчатые (бесшумные)



- а) б) в) г)  
 а) – вид передачи зубчатой цепью; б) конструкция зубчатой цепи; в) поперечное сечение зубчатой цепи ; г) шарнир зубчатой цепи

Рисунок 4 – Зубчатая приводная цепь

Цепная передача будет надежной в эксплуатации в течение 8 – 10 тыс. часов, в том случае если расчетное давление  $p$  меньше допустимого  $[p]$ . Исходя из такого условия определяют необходимый шаг цепи  $t$  (в мм) по

$$t \geq 28 \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_\varepsilon}{v \cdot z_1 \cdot [p]}}$$

формуле:

$T_1$  – вращающий момент на ведущей звездочки, Н·м;  $K_\varepsilon$  – коэффициент

	<p>эксплуатации (от 1,1 до 2); <math>v</math> – число рядов цепи; <math>z_1</math> – число зубьев ведущей звездочки; <math>[p]</math> – допускаемое давление в шарнире цепи, МПа (от 5,27 до 168)</p> <p><u>Достоинства цепной передачи (по сравнению с ременной):</u></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1 отсутствие проскальзывания, а следовательно, постоянство передаточного числа</li> <li>2 передача вращения на большие расстояния (до 8 м)</li> <li>3 передача больших мощностей двум и более звездочкам – до 150 кВт, при одинаковых размерах в сравнение с ременной передачей</li> <li>4 меньшая нагрузка на валы и возможность передавать большие моменты.</li> </ol> <p><u>Недостатки</u></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1 необходимость смазывания передачи</li> <li>2 шум (при скоростях цепи, близких к предельный – 25 м/с)</li> <li>3 большой погонный вес гибкой связи (цепи)</li> <li>4 увеличения шага цепи вследствие ее вытягивания</li> </ol> <p><i>Передаточное число цепной передачи определяется так же, как и зубчатой:</i></p> $u_{1-2} = \frac{z_2}{z_1},$ <p>где <math>z_1</math> и <math>z_2</math> — числа зубьев соответственно ведущей и ведомой звездочек.</p> <p>Рекомендуемое значение передаточного числа <math>u_{1-2}</math> цепной передачи – до 7</p>
<p>40 Смазочный материал узлов редуктора</p>	<p>Выбор способа смазывания механической передачи редуктора ведут по окружной скорости колес <math>v</math></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>а) окунание колеса в масляную ванну, если <math>v \leq 10</math> м/с</li> <li>б) разбрызгивание (масляный туман) если <math>v \geq 10</math> м/с</li> </ol> <p>Сорт масла выбирают в зависимости от окружной скорости колес <math>v</math> и контактного напряжения <math>[\sigma]_{H2}</math> по ГОСТ 17479.4-87 индустриальные масла (И-Г-А, И-Г-С, И-Т-Д)</p> <p>Объем масла определим по равенству (в <math>\text{дм}^3</math>): <math>V = 0,6 \cdot P_1 = \dots</math></p> <p>Уровень масла в редукторе</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>а) при окунании в масляную ванну колеса – уровень масла до полного погружения зубьев</li> <li>б) при разбрызгивании (масляный туман) масла в редукторе – колесо или червяк не погружают в масло, поэтому на них устанавливают специальные шайбы (брызговики), которые в масло окунаются и его разбрызгивают.</li> </ol> <p>Способ смазывания подшипников качения валов редуктора выбираем так:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>а) Жидкая смазка, если <math>v \geq 10</math> м/с</li> <li>б) Пластичная смазка, если <math>v \leq 10</math> м/с (сорт смазки - солидол жировой (ГОСТ 1033—79) или консталин жировой УТ-1 (ГОСТ 1957-73).</li> </ol>
<p>41 Проектный расчет быстроходного и тихоходного валов редуктора</p>	<p>Быстроходный и Тихоходный валы изготавливают ступенчатыми, где каждая ступень – это участок, на который устанавливают детали: колеса, подшипники, шкивы. Тихоходный вал – пятиступенчатый (на нем расположено ведомое колесо). Быстроходный вал – четырехступенчатый, так как его изготавливают заодно с ведущим звеном (шестерней или червяком), поэтому такой вал называют вал-шестерня или вал-червяк и пятой ступени у него нет. Функциональное назначение ступеней и расположение деталей на валу показано на рис .2.1 и рис. 2.2</p>

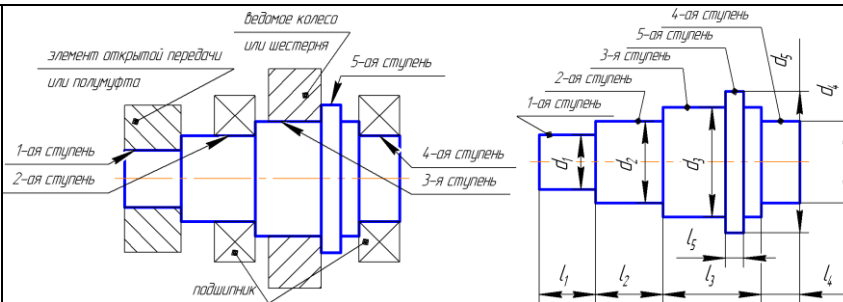


Рисунок 2.1

Рисунок 2.2

Формулы для определения диаметров и длин ступеней вала

$$d_1^B = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}} = \dots$$

**Первая ступень:** диаметр  $l_1^B = 1,5 \cdot d_1^B = \dots$  мм, длина

**Вторая ступень**  $d_2^B = 1,2 \cdot d_1^B = \dots$  мм ( $d_2^B$  округлить до числа, кратного пяти), Длина  $l_2^B = 1,5 \cdot d_2^B = \dots$  мм

**Третья ступень** Диаметр  $d_3^B = 1,2 \cdot d_2^B = \dots$  мм  
Длина  $l_3^B = 10$  мм (взять конструктивно)

**Четвертая ступень**  $d_4^B = d_2^B = \dots$  мм  
 $l_4^B = B = \dots$  мм (где  $B$  - ширина подшипника)

42 Подшипники скольжения: конструкция, достоинства и недостатки, материал втулок

Участки вращающихся осей и валов, служащие в качестве опор называют цапфами. Цапфы, расположенные в средней части вала или оси называют шейками, а у края вала – шипами (рис )

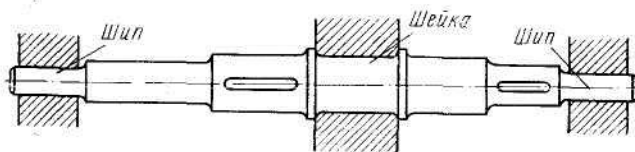


Рисунок 1 - Цапфы на участках вала или оси

Неподвижной опорой для цапф служит подшипник. В зависимости от характера трения между цапфой и неподвижной опорой различают подшипники скольжения и качения.

Подшипники скольжения. Простейшая опора скольжения для цапфы вала выполняется в виде втулки, запрессованной в корпус. Втулка выполнена из специального антифрикционного материала (например, бронзы). Опорой также может служить непосредственное отверстие корпуса. Подшипники скольжения рекомендуется применять в том случае, когда частота вращения вала более 3000 об/мин.

Удобство монтажа и демонтажа, а также относительная простота конструкции являются достоинствами подшипников скольжения. Однако у них есть и существенные недостатки, в первую очередь— большие потери мощности на преодоление сил трения скольжения

Наиболее часто, особенно при больших нагрузках, применяют подшипник с разрезной втулкой (разъемными вкладышами) (рис. 6). Он состоит из корпуса 1, разъемного вкладыша 2, крышки 3 и болтов 4. Отверстие в крышке служит для установки масленки, из которой масло поступает на трущиеся поверхности. Такой подшипник удобно устанавливать на любом участке вала, в то время как неразъемный подшипник можно установить лишь на концевой опоре — шипе. В разъемном подшипнике можно регулировать зазор между валом и вкладышем путем поджатия болтами 4 крышки с верхней половиной

вкладыша.

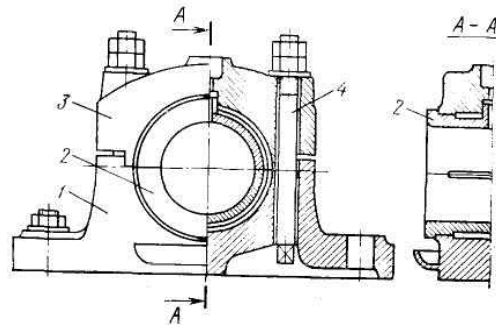
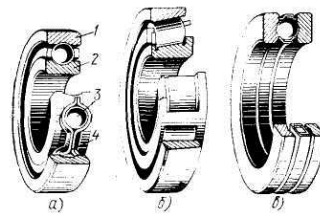


Рисунок 1 - Разъемный подшипник скольжения

43 Подшипники качения: конструкция, достоинства и недостатки, особенности монтажа и демонтажа

Широкое применение подшипников качения объясняется малой потерей мощности на трение. Подшипник качения (рис. 7, а - в) состоит из внутреннего 2 и наружного 1 колец, тел качения 3 (в данном случае шарики) и сепаратора 4. Внутреннее кольцо обычно жестко насаживается на вал, а наружное закрепляется в корпусе. Между вращающимися и неподвижными кольцами расположены тела качения, удерживаемые на постоянном расстоянии друг от друга сепаратором (слово «сепаратор» означает – разделитель).



а — шариковый радиальный однорядный, б — роликовый конический радиально-упорный, в — шариковый упорный одинарный; 1 — наружное кольцо, 2 — внутреннее кольцо, 3 — шарик, 4 — сепаратор

Рисунок 1 - Подшипники качения

Классификация подшипников качения:

б) В зависимости от формы тел качения подшипники делятся на шариковые и роликовые, а в зависимости от числа рядов тел качения — на одно-, двух- и многорядные.


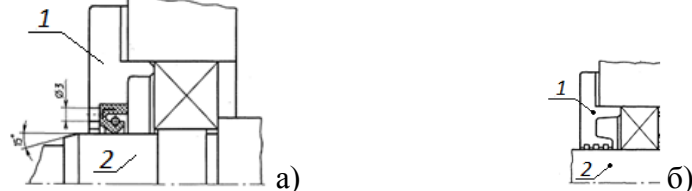
а) По характеру нагрузок, для восприятия которых предназначены подшипники, их разделяют на радиальные, осевые (упорные) и радиально-упорные. Радиальные подшипники предназначены для противодействия таким внешним силам, которые направлены перпендикулярно продольной оси подшипника (вала), т. е. по линии, совпадающей с одним из радиусов этих деталей. Осевые подшипники удерживают вал от осевых перемещений, т. е. перемещений в направлении продольной оси подшипника (вала). И, наконец, радиально-упорные подшипники одновременно противодействуют как радиальным, так и осевым перемещениям валов. Все подшипники стандартизованы.

в) В зависимости от соотношения радиальных и осевых размеров их разделяют на серии: легкую, среднюю, тяжелую. При одинаковом внутреннем диаметре подшипники легкой серии имеют меньшую ширину и наружный диаметр, чем подшипники средней серии. Подшипники характеризуются нагрузочной способностью: 1 динамической грузоподъемностью, т. е. по способности в течение 1 млн. оборотов выдерживать без разрушения заданную нагрузку при частоте вращения вала более 1 об/мин; 2 статической грузоподъемностью – способностью в течение 1 млн. оборотов выдерживать заданную нагрузку при частоте вращения менее 1 об/мин.

44 Подшипники

Проверочный расчет подшипника качения по долговечности.

<p>ики качения: проектный и проверочный расчет по грузоподъемнос ти и долговечности</p>	<p>Подшипник пригоден, если <math>L_{\Pi} \geq L_h</math> где <math>L_{\Pi}</math> - долговечность подшипника (в часах)</p> <p>подшипник шариковый <math display="block">L_{\Pi} = \left( \frac{10^6}{573 \cdot \omega} \right) \cdot \left( \frac{C_r}{R_{\max}} \right)^3</math></p> <p>подшипник роликовый <math display="block">L_{\Pi} = \left( \frac{10^6}{573 \cdot \omega} \right) \cdot \left( \frac{C_r}{R_{\max}} \right)^{3,33}</math></p> <p>Наибольшая эквивалентная нагрузка <math>R_{\max}</math> равна (условно) окружной силе <math>F_t</math> в зацеплении передачи <math>\omega</math> – угловая скорость вала (быстроходного <math>\omega_{\Pi}</math> или тихоходного <math>\omega_{\text{ш}}</math>) <math>C_r</math> - Динамическая грузоподъемность (из таблицы ГОСТа для подшипника)</p> <p>Пригодность подшипника качения по грузоподъемности: рабочая грузоподъемность должна быть меньше динамической грузоподъемности (согласно значению по ГОСТ), т.е. <math>C_{r \text{ раб}} \leq C_r</math></p> $C_{r \text{ раб}} = R_{\max} \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 573 \cdot \omega}{10^6}}$ <p>Рабочая грузоподъемность подшипника</p> <p>Показатель степени: для подшипника шарикового <math>P=3</math>, для роликового <math>P=3,3</math></p> <p>Если подшипник шариковый, то долговечность <math>L_h=10000</math> ч; если подшипник роликовый <math>L_h=5000</math> ч.</p>
<p>45 Порядок расшифровки номера подшипника качения. Расшифровать номера 207, 7310, 36207 и 46307</p>	<p>Номер подшипника качения наносят на торец одного из колец. Номер может содержать от трех (***) до семи цифр (*****). Нули, стоящие в номере (справа налево) опускают. Седьмая и шестая цифры не рассматриваются в учебном процессе, следовательно их в номере не ставят.</p> <p>Порядок определения цифр в номере подшипника качения</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- первая и вторая - внутренний диаметр подшипника (результат деления диаметра на 5)</li> <li>- третья - серия подшипника по ширине</li> <li>- четвертая - тип подшипника</li> <li>- пятая - конструктивная особенность подшипника</li> </ul> <p>Пример расшифровки номеров 217, 7310, 36208 и 46315</p> <p><u>217</u> 17 – внутренний диаметр подшипника <math>17 \times 5 = 85</math> мм 2 – подшипник легкой серии (по диаметру) 0 – тип подшипника – шариковый радиальный</p> <p><u>7310</u> 12 – внутренний диаметр подшипника <math>12 \times 5 = 60</math> мм 3 – подшипник средней серии (по диаметру) 7 – тип подшипника – роликовый радиально-упорный</p> <p><u>36208</u> 08 – внутренний диаметр подшипника <math>8 \times 5 = 40</math> мм 2 – подшипник легкой серии (по диаметру) 6 – тип подшипника – шариковый радиально-упорный 3 – конструктивное отличие подшипника от базового типа (угол конуса подшипника – 14 градусов)</p> <p><u>46315</u> 15 – внутренний диаметр подшипника <math>15 \times 5 = 75</math> мм 3 – подшипник средней серии (по диаметру) 6 – тип подшипника – шариковый радиально-упорный</p>

	<p>4 – конструктивное отличие подшипника от базового типа (угол конуса подшипника – 26 градусов)</p>
<p>46 Подшипниковые узлы редуктора: определение, разновидности, особенности конструкций</p>	<p>Подшипниковый узел – это защита и фиксация подшипников качения в корпусе редуктора. Защита - это недопущение попадания на дорожки качения посторонних твердых частиц снаружи и изнутри корпуса.</p> <p>Фиксация – это неподвижность и возможность регулировки расположения подшипника в осевом направлении.</p> <p>Тип крышки подшипника выбирают на основании опыта конструирования подшипниковых узлов редукторов:</p> <p>а) торцевая – для подшипниковых узлов конических, цилиндрических и червячных редукторов (устанавливают при отсутствии разъема вдоль вала)</p> <p>б) врезная – для подшипниковых узлов цилиндрических и червячных редукторов (устанавливают, если разъем корпуса вдоль вала)</p>  <p>1 – винт большого диаметра, 2 – винт малого диаметра, 3 – самоустанавливающаяся шайба, 4 – крышка подшипника; 5 – контргайка (стопорит винт 2)</p> <p>Рисунок 1 - Крышки подшипников и разновидности регулировочных винтов: а) торцевая; б) врезная</p> <p>Применение стакана необходимо для прохождения быстроходного вала в основание (либо верхнюю часть) корпуса.</p> <p>Элементы наружной защиты подшипника (иллюстрированы на рис.2)</p> <p>а) манжетное уплотнение (стандартное армированное резиновое кольцо)</p> <p>б) щелевое уплотнение (смазка в зазоре вала и крышки)</p>  <p>1 – крышка подшипника, 2 - вал</p> <p>Рисунок 2 - Наружная защита подшипника: а) манжетой; б) щелевое уплотнение</p> <p><b>Элементы внутренней защиты подшипника</b></p> <p>МЗШ (маслозащитная шайба) – для защиты подшипника БЫСТРОХОДНОГО вала от попадания частиц из участка зацепления редукторной пары;</p> <p>УП (уплотнительная шайба) – как МЗШ, но дополнительно сохраняет смазочный материал в подшипнике качения</p> <p>МУШ (мазедерживающая шайба) – то же, что и УП но для ТИХОХОДНОГО вала</p> <p>Бр(брызговик) – необходим для разбрызгивания масла и создания масляного тумана и, тем самым, смазывания редукторной пары и подшипников тихоходного вала (централизованная смазка)</p>

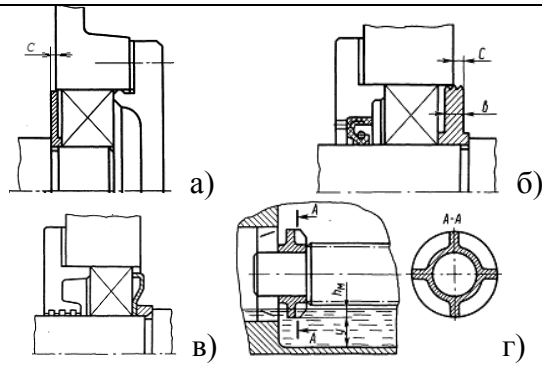


Рисунок 3 - Внутренняя защита подшипника: а) МЗШ – Маслозащитная шайба; б) МУШ – Мазеудерживающая шайба; в) УП – уплотнительная шайба; г) Бр - брызговик

**Способ регулирования подшипникового узла** металлические шайбы или регулировочным винтом или регулировочные втулки или регулировочным винтом (на одном конце вала) и втулкой (на другом)

Способ регулирования подшипникового узла	Оценка (по 2 бальной шкале)		
	Эргономика (простота регулировки)	Стоимость деталей	Точность регулирования
металлические шайбы	0	0	0
регулировочным винтом	2	2	2
регулировочные втулки	0	1	1
регулировочным винтом (на одном конце вала) и втулкой (на другом)	1	1	1

47 Неразъемные соединения деталей машин

Соединения деталей машин делят на разъемные и неразъемные. К неразъемным видам соединений относят: сварочные, заклепочные, клеевые  
 Разновидности сварочных соединений - внахлестку, тавровое, угловое, стыковое.

Сварочные соединения деталей рассчитывают только на срез. Наиболее уязвимой линией поперечного сечения сварочного шва, образующей плоскость среза является высота прямоугольного треугольника поперечного сечения шва.

Условие прочности детали на срез записывают для касательного напряжения  $\tau \leq [\tau]$ , а условие прочности на смятие записывают для нормального напряжения  $\sigma \leq [\sigma]$ . Где  $[\tau]$  и  $[\sigma]$  это допустимые касательные и нормальные напряжения или такие значения напряжений, при которых обеспечивается упругая деформация бруса. Установлена приблизительная связь между данными величинами  $[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma]$ .

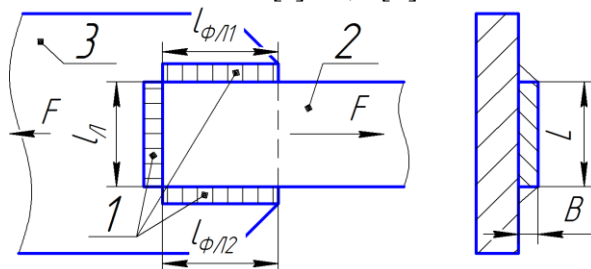


Рисунок 2 - Схема сварочного соединения листов внахлест  
 Заклепочные и шпоночные соединения рассчитывают как на срез, так и на смятие.

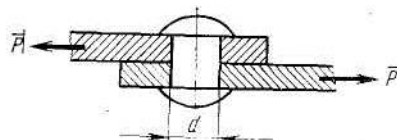
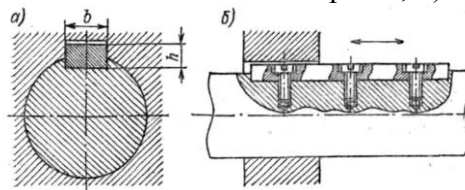


Рисунок 2 - Схема соединения листов заклепкой

48 Разъемные соединения деталей машин: конструкции, маркировка, выбор

К разъемным соединениям относят - соединение муфтами, болтовое, шлицевое;  
 Муфты предназначены для соединения валов  
 По принципу работы различают муфты - постоянные, сцепные, самоустанавливающиеся.  
 Муфту, которую можно соединить и разъединить при вращающихся валах («на ходу») – применяют фрикционную.  
 Параметр рассчитываемый для подбора муфты по соответствующему стандарту является вращающий момент;  
 В болтовом соединении должны присутствовать: болт, шайба, гайка; 9 разновидностей сварочных соединений - внахлестку, тавровое, угловое, стыковое  
 В шпоночном соединении должны участвовать - вал, шпонка, ступица. сквозное отверстие обязательно необходимо в соединяемых деталях для – болтовых.  
 Шпоночное соединение будет образовано, если в соединение вала со ступицей какой-либо детали поместить стержень призматической формы – шпонку. Таким образом создается условие жесткого соединения вала со ступицей. Шпоночное соединение обеспечивает передачу вращающего момента от вала к ступице детали через промежуточную деталь - шпонку. В зависимости от формы и назначения шпонки бывают:

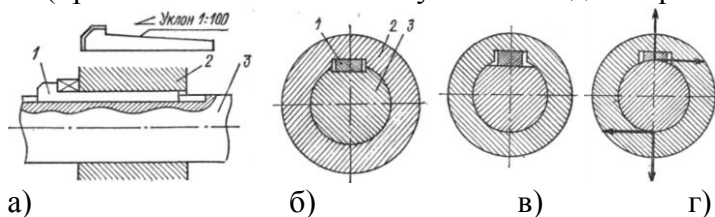
1 Призматические (для неподвижных соединений рис.1, а) и направляющие (для подвижных соединений рис.1, б)



а) поперечное сечение шпоночного соединения; б) конструкция подвижного шпоночного соединения

Рисунок 1

2 Клиновые (призматическая шпонка с уклонной одной грани 1:100)

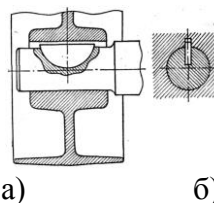


а) конструкция шпоночного соединения клиновой шпонкой; б) клиновая шпонка, расположена в пазу вала; в) клиновая шпонка, расположена на лыске вала г) фрикционная клиновая шпонка (паз на валу отсутствует)

1 – клиновая шпонка; 2 – ступица детали; 3 вал

Рисунок 2

3 Сегментные



а) конструкция шпоночного соединения с сегментной шпонкой; б) поперечное сечение шпоночного соединения с сегментной шпонкой

Рисунок 3



В отверстии ступицы выполняют паз призматической формы, а на валу, в зависимости от формы шпонки выполняют:

а) паз призматической формы – для призматической или клиновой (врезной) шпонки (рис.2, б)

б) паз сегментной формы – для сегментной шпонки

в) лыску – для клиновой шпонки (рис. 3, в)

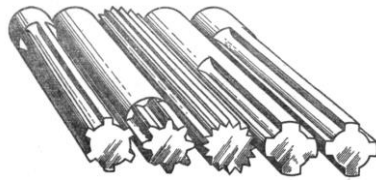
г) паз не выполняют – для фрикционной клиновой шпонки (рис.2, г)

Размеры призматической шпонки  $b \times h$  определяют по ранее рассчитанному диаметру  $d$  вала в таблицах ГОСТа. Длину  $l$  шпонки обычно принимают равной  $1,5 d$ , а затем производят проверочный расчет шпонки на срез и смятие.

Соединение в котором отсутствует шпонка, но на валу выполнены выступы определенной формы называется шлицевым (рис. 4). В отверстии ступицы выполнены пазы соответствующей формы.

Отличие шлица от шпонки - шлиц выполнен заодно с валом и шлицов на валу может быть четыре и более

Шлицевые соединения обеспечивают более высокую точность соединения и нагрузочную способность. Центрирование ступицы на шлицевом валу может осуществляться по диаметру выступов, впадин или по боковым поверхностям шлицев.



а) б) в) г) д)

а), г), д) – равнобоочные шлицы; б) – эвольвентные шлицы; в) – треугольные шлицы

Рисунок 4

49 Механические муфты в приводах машин: классификация и методика подбора

Муфты предназначены для соединения концов двух валов, расположенных соосно, а также передачи вращательного движения. Основной характеристикой муфт является передаваемый вращающий момент  $T$ . Муфты являются стандартными изделиями и подбираются по расчетному вращающему моменту  $T_{расч} = K \cdot T$ , где  $K$  – коэффициент режима работы муфты (от 1,15 до 4).

Классификация механических муфт по характеру работы и типу  
 Постоянная – Глухие, Компенсирующие, Упругая (Например, упругая втулочно-пальцевая), Жесткая (Например, крестово-шарнирная муфта);  
 Сцепная - Кулачковая муфта, Фрикционная муфта  
 Самоуправляемая - Центробежная, Предохранительная

50 Итоги курсового проектирования : технический уровень и унификация редуктора

Одним из важнейших условий совершенствования приводов машин является редуктора с высоким техническим уровнем.

Технический уровень редуктора является технико-экономическим показателем, определяющим степень совершенства конструкции редуктора. Технический уровень редуктора  $\gamma$  -это отношение массы редуктора  $m$ , (в кг) к моменту  $T_{ш}$  (в Н • м) на тихоходном валу.

Ориентировочная масса редуктора, в соответствии с современными аналогами равна  $m = \dots$  кг (таблица А, в зависимости от  $a_{\omega}$  или  $d_{e2}$  из раздела 2.1.2)

ТАБЛИЦА А

Цилиндрические редукторы				
Масса редуктора $m$ , кг	45	60	70	85
Межосевое расстояние $a_{\omega}$ , мм	100	125	140	160
Конические редукторы				
Масса редуктора $m$ , кг	20	30	40	60

Внешний делительный диаметр колеса $d_{e2}$ , мм	$u=2 \dots 2,8$	125	140	160	180	200
	$u=3,15 \dots 5,0$	160	180	200	224	250
Червячные редукторы						
Масса редуктора $m$ , кг		30	60	70	90	120
Межосевое расстояние $a_{\omega}$ , мм		80	100	125	140	160

Вращающий момент на тихоходном валу равен  $T_{III} = \dots \text{ Н}\cdot\text{м}$   
Критерий технического уровня редуктора данной работы равен  $\gamma = m / T_2 = \dots$ ,  
Следовательно:  
А) При  $\gamma > 0,2$  технический уровень редуктора – низкий, редуктор морально устарел;  
Б) При  $\gamma = 0,1 \dots 0,2$  технический уровень редуктора - средний, производство в большинстве случаев экономически неоправданно;  
В) При  $\gamma = 0,06 \dots 0,1$  технический уровень редуктора – высокий, редуктор соответствует современным аналогам;  
Г) При  $\gamma < 0,06$  технический уровень редуктора – наивысший, характеристики редуктора опережают запросы современной промышленности

Применение стандартных деталей (шпонок и др.) и изделий (подшипников качения и др.) обеспечивает хорошую ремонтпригодность и унификацию как редуктора, так и привода в целом.

А) Выбор шпонок  
Высоту  $h$  и ширину  $b$  шпонки выбирают стандартной ( по таблице Б). Шпонки устанавливают на первой и третьей ступени и для них выполняют шпоночный паз.  
Длину шпонки назначают из условия прочности материала шпонки на смятие  $l = 2 \cdot T / (d \cdot [\sigma]_{\text{см}} \cdot h)$   
где  $[\sigma]_{\text{см}} = 100 \text{ МПа}$

Б) Проверка подшипников качения  
Подшипник пригоден, если  $L_{II} \geq L_h$   
где  $L_{II}$  - долговечность подшипника (в часах)

подшипник шариковый 
$$L_{II} = \left( \frac{10^6}{573 \cdot \omega} \right) \cdot \left( \frac{C_r}{R_{\text{max}}} \right)^3$$

подшипник роликовый 
$$L_{II} = \left( \frac{10^6}{573 \cdot \omega} \right) \cdot \left( \frac{C_r}{R_{\text{max}}} \right)^{3,33}$$

Наибольшая эквивалентная нагрузка  $R_{\text{max}}$  равна (условно) окружной силе  $F_t$  (согл. разд.2.1.2)  
 $\omega$  – угловая скорость вала (быстроходного  $\omega_{II}$  или тихоходного  $\omega_{III}$ )  
Динамическая грузоподъемность  $C_r$  из таблицы ГОСТа для подшипника

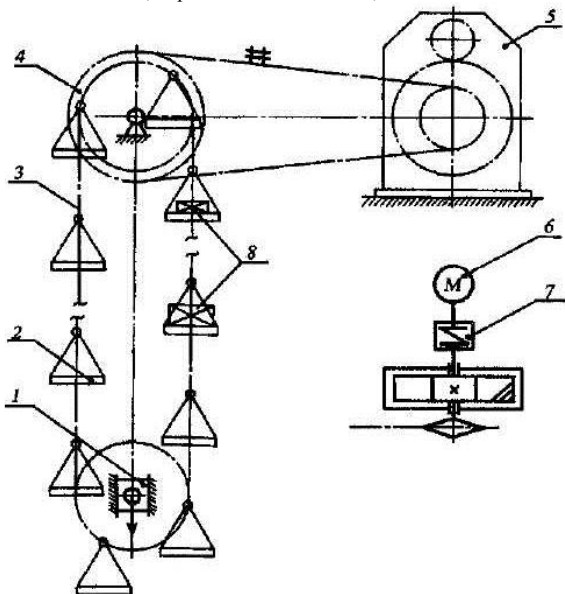
Задачи экзамена

Задача	Рекомендуемое содержание решения и ответа
<p><b>1</b> При проектном расчете червячной передачи определяют межосевое расстояние <math>a_\omega</math> по формуле</p> $a_\omega \geq 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{([\sigma]_{H2})^2}}$ <p>Единицы измерения: <math>a_\omega</math> - мм; <math>T_2</math> - Н·м; <math>[\sigma]_{H2}</math> - МПа  Задание. Определить межосевое расстояние червячной передачи если известны:  Число витков червяка <math>z_1 = 2</math>, число зубьев червячного колеса <math>z_2 = 72</math>, Мощность на ведущем валу <math>P_1 = 1000</math> Вт, частота вращения ведущего вала <math>n_1 = 1500</math> об/мин, коэффициент полезного действия червячной передачи <math>\eta = 0,80</math>. Допускаемое контактное напряжение материала венца червячного колеса <math>[\sigma]_{H2} = 200</math> МПа;  <math>T_2 = T_1 \cdot \eta \cdot u</math></p>	<p>Передаточное число <math>u = z_2 / z_1 = 72 / 2 = 36</math>  Угловая скорость первого вала  <math>\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_1 / 60 = 2 \cdot 3,14 \cdot 1500 / 60 = 157 \text{ рад/с}</math></p> <p>Вращающий момент на первом валу  <math>T_1 = P_1 / \omega_1 = 1000 / 157 = 6,37 \text{ Н} \cdot \text{м}</math>  Вращающий момент на втором валу  <math>T_2 = T_1 \cdot \eta \cdot u = 6,37 \cdot 0,8 \cdot 36 = 183 \text{ Н} \cdot \text{м}</math>  межосевое расстояние</p> $a_\omega \geq 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{([\sigma]_{H2})^2}} = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{183}{200^2}} = 101,26 \text{ мм}$ <p>Округляем <math>a_\omega = 120</math> мм</p>
<p><b>2</b> Как известно, требуемую ширину ремня (в мм) определяют по уравнению:</p> $b = \frac{F_t}{\delta \cdot [k_n]}$ <p>(<math>F_t</math> - сила, передаваемая ремнем, ньютоны; <math>F_t = P_1 / v_1</math>; <math>\delta</math> - толщина ремня, мм; <math>[k_n]</math> - допускаемое напряжение в ремне, Н/мм<sup>2</sup>)  Задание. Определить ширину синтетического ремня, если известны: мощность на ведущем шкиве <math>P_1 = 1500</math> Вт, диаметр ведущего шкива <math>D_1 = 160</math> мм, частота вращения ведущего шкива <math>n_1 = 500</math> об/мин;  Для синтетического ремня минимально допускаемое отношение диаметра шкива к толщине ремня <math>\frac{D_{\min}}{\delta} = 30</math>; <math>[k_n] = 2,0</math> Н/мм<sup>2</sup></p>	<p>Окружная скорость шкива или (скорость ремня)  <math>v_1 = R_1 \cdot \omega_1 = (D_1/2) \cdot (\pi \cdot n_1/30) =</math>  <math>= (160/2) \cdot (3,14 \cdot 500/30) = 4187 \text{ мм/с} = 4,187 \text{ м/с}</math>  сила, передаваемая ремнем  <math>F_t = P_1 / v_1 = 1500 / 4,187 = 358,25 \text{ Н}</math>  толщина ремня <math>\delta = D_1/30 = 160/30 = 5,33 \text{ мм}</math>  требуемую ширину ремня (в мм) определяем по уравнению:</p> $b = \frac{F_t}{\delta \cdot [k_n]} = \frac{358,25}{5,33 \cdot 2,0} = 33,6 \text{ мм}$
<p><b>3</b> Как известно, мощность передаваемую одним ремнем можно определить по уравнению <math>P = F_t \cdot v</math>, где <math>F_t</math> - усилие передаваемое одним ремнем ньютоны, <math>v</math> - скорость ремня, м/с.  Задание. Определить, какую мощность можно передать одним клиновым ремнем сечением типа «О», если известны: допускаемое напряжение в ремне <math>[k_n] = 1,5</math> Н/мм<sup>2</sup>, площадь поперечного сечения ремня <math>A = 47</math> мм<sup>2</sup>, диаметр ведущего шкива <math>D_1 = 180</math> мм, частота вращения ведущего шкива <math>n_1 = 300</math> об/мин; <math>F_t = [k_n] \cdot A</math></p>	<p>Окружная скорость шкива или (скорость ремня)  <math>v_1 = R_1 \cdot \omega_1 = (D_1/2) \cdot (\pi \cdot n_1/30) =</math>  <math>= (180/2) \cdot (3,14 \cdot 300/30) = 2826 \text{ мм/с} = 2,826 \text{ м/с}</math>  усилие передаваемое одним ремнем  <math>F_t = [k_n] \cdot A = 1,5 \cdot 47 = 70,5 \text{ Н}</math>  мощность передаваемая одним ремнем  <math>P = F_t \cdot v = 70,5 \cdot 2,826 = 200 \text{ Вт}</math></p>
<p><b>4</b> При проектном расчете цепной передачи шаг цепи <math>t</math> определяют по формуле</p>	<p>Угловая скорость первого вала  <math>\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_1 / 60 = 2 \cdot 3,14 \cdot 500 / 60 = 52,3 \text{ рад/с}</math></p>

$t = 28 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{\vartheta}}{z_1 \cdot [p]}}$ <p>Единицы измерения <math>t</math> - мм; <math>T_2</math> - Н·м; <math>[p]</math> - МПа (Н/мм<sup>2</sup>); <math>K_{\vartheta}</math> - безразм.</p> <p>Задание. Определить, чему должен быть равен шаг цепи, если известны: мощность, передаваемая ведущей звездочкой <math>P_1=1800</math> Вт; передаточное число <math>u=4</math>; частота вращения ведущей звездочки <math>n_1=500</math> об/мин. коэффициент полезного действия косозубой передачи <math>\eta=0,90</math>. Допускаемое давление в шарнире цепи <math>[p]=38,5</math> МПа; коэффициент эксплуатации <math>K_{\vartheta}=1,5</math>;</p> $z_1 = 29 - 2 \cdot u, T_2 = T_1 \cdot \eta \cdot u$	<p>Вращающий момент на первом валу <math>T_1 = P_1 / \omega_1 = 1800 / 52,3 = 34,4 \text{ Н} \cdot \text{м}</math></p> <p>Вращающий момент на втором валу <math>T_2 = T_1 \cdot \eta \cdot u = 34,4 \cdot 0,9 \cdot 4 = 123,8 \text{ Н} \cdot \text{м}</math></p> <p>Число зубьев ведущей звездочки <math>z_1 = 29 - 2 \cdot u = 29 - 8 = 21</math></p> <p>шаг цепи <math>t</math> определяем по формуле</p> $t = 28 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{\vartheta}}{z_1 \cdot [p]}} = 28 \cdot \sqrt[3]{\frac{123,8 \cdot 1,5}{21 \cdot 38,5}} = 17,4 \text{ мм}$ <p>Округляем до стандартного <math>t=19,6</math> мм</p>
<p><b>5</b> Выяснить пригодность расчетного модуля <math>m</math> прямозубой передачи, сравнив его с допустимым <math>[m]</math> по условию: <math>m \geq [m]</math>, если известны: формула допустимого модуля:</p> $[m] = \frac{6,8 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_{F2}}$ <p>Единицы измерения <math>[m]</math> - мм; <math>T_2</math> - Н·м; <math>[\sigma]_{F2}</math> - МПа; <math>d_2</math> - мм; <math>b_2</math> - мм</p> <p>Число зубьев шестерни <math>z_1 = 28</math>, число зубьев зубчатого колеса <math>z_2 = 84</math>, Мощность на ведущем валу <math>P_1 = 1900</math> Вт, частота вращения ведущего вала <math>n_1 = 1000</math> об/мин, Допускаемое напряжение изгиба материала колеса <math>[\sigma]_{F2}=280</math> МПа; коэффициент ширины венца червяка <math>\psi_a = b_2 / a_{\omega} = 0,30</math>; межосевое расстояние передачи <math>a_{\omega} = 180</math> мм,</p> $d_2 = (2 \cdot a_{\omega} \cdot u) / (u + 1), T_2 = T_1 \cdot \eta \cdot u$	<p>Угловая скорость первого вала <math>\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_1 / 60 = 2 \cdot 3,14 \cdot 1000 / 60 = 104,6 \text{ рад/с}</math></p> <p>Вращающий момент на первом валу <math>T_1 = P_1 / \omega_1 = 1900 / 104,6 = 18,2 \text{ Н} \cdot \text{м}</math></p> <p>Передаточное число зубчатой передачи <math>u = z_2 / z_1 = 84 / 28 = 3</math></p> <p>Вращающий момент на втором валу <math>T_2 = T_1 \cdot \eta \cdot u = 18,2 \cdot 0,96 \cdot 3 = 52,3 \text{ Н} \cdot \text{м}</math></p> <p>коэффициент ширины венца червяка <math>\psi_a = b_2 / a_{\omega} = 0,30</math>, откуда <math>b_2 = \psi_a \cdot a_{\omega} = 0,3 \cdot 180 = 54</math> мм</p> <p>Делительный диаметр ведомого колеса <math>d_2 = (2 \cdot a_{\omega} \cdot u) / (u + 1) = (2 \cdot 180 \cdot 3) / (3 + 1) = 225 \text{ мм}</math></p> <p>Модуль зубьев <math>m = d_2 / z_2 = 225 / 84 = 2,68</math> мм</p> <p>формула допустимого модуля:</p> $[m] = \frac{6,8 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_{F2}} = \frac{6,8 \cdot 52,3 \cdot 10^3}{225 \cdot 54 \cdot 280} = 0,1 \text{ мм}$ <p>Выясняем пригодность расчетного модуля <math>m</math> прямозубой передачи по условию: <math>m \geq [m]</math>, Следовательно <math>2,68 \text{ мм} &gt; 0,1 \text{ мм}</math>, расчетный модуль пригоден.</p>
<p><b>6</b> Суть проверочного расчета цепной передачи на износостойкость состоит в сравнении рабочего давления <math>p_u = F_t / A</math>, возникающего в шарнирах цепи с допускаемым <math>[p_u]</math> по условию <math>p_u \leq [p_u]</math></p> <p>Задание. Выполнить проверочный расчет цепной передачи на износостойкость, если известны: шаг цепи <math>t=25,4</math> мм; условная площадь опорной поверхности шарнира <math>A=44</math> мм<sup>2</sup>; мощность, передаваемая ведущей звездочкой <math>P_1=800</math> Вт; передаточное число <math>u=3,5</math>; частота вращения ведущей</p>	<p>Число зубьев ведущей звездочки <math>z_1 = 29 - 2 \cdot u = 29 - 7 = 22</math></p> <p>Скорость цепи <math>v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{22 \cdot 25,4 \cdot 180}{60 \cdot 1000} = 1,67 \text{ м/с}</math></p> <p>сила, передаваемая цепью <math>F_t = P_1 / v_1 = 800 / 1,67 = 479 \text{ Н}</math></p> <p>рабочее давление, возникающее в шарнирах цепи <math>p_u = F_t / A = 479 / 44 = 10,89 \text{ МПа}</math></p> <p>проверочный расчет цепной передачи на износостойкость по условию <math>p_u \leq [p_u]</math>.</p>

<p>звездочки <math>n_1=180</math> об/мин; <math>[p_u]=31,5</math> МПа.</p> $v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, z_1 = 29 - 2 \cdot u$	<p>Следовательно <math>10,89 &lt; 31,5</math> передача пригодна</p>
<p><b>7</b> Как известно, нагрузочная способность зубчатой передачи ограничивается контактной прочностью материала зубьев колеса согласно условию <math>\sigma_{H2} \leq [\sigma]_{H2}</math>. Рабочее контактное напряжение определяют по формуле</p> $\sigma_{H2} = 436 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot (u+1)}{b_2 \cdot d_2^2}} \cdot K_H$ <p>Задание. Определить рабочее контактное напряжение и проверить нагрузочную способность, если вращающий момент <math>T_2=180</math> Н·м, высота зуба колеса <math>h=6,8</math> мм, число зубьев шестерни <math>z_1=32</math>, число зубьев колеса <math>z_2=48</math>, ширина колеса <math>b_2=50</math> мм, допускаемое контактное напряжение материала <math>[\sigma]_{H2}=500</math> МПа (для стали марки 40 с твердостью 200 НВ), коэффициент нагрузки <math>K_H=1,0</math></p>	<p>Передаточное число зубчатой передачи <math>u=z_2/z_1=48/32=1,5</math>          Модуль зубьев <math>m=h/2,25=6,8/2,25=3</math> мм          Межосевое расстояние <math>a_0=m \cdot 0,5 \cdot (z_2+z_1)=3 \cdot 0,5 \cdot (48+32)=140</math> мм          Делительный диаметр ведомого колеса <math>d_2=m \cdot z_2=3 \cdot 48=144</math> мм          Рабочее контактное напряжение</p> $\sigma_{H2} = 436 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot (u+1)}{b_2 \cdot d_2^2}} \cdot K_H =$ $= 436 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 180 \cdot 10^3 \cdot (1,5+1)}{50 \cdot 144^2}} \cdot 1,0 = 406,2 \text{ МПа}$ <p>проверяем нагрузочную способность согласно условию <math>\sigma_{H2} \leq [\sigma]_{H2}</math>, следовательно <math>406,2 \text{ МПа} &lt; 500 \text{ МПа}</math>, контактная прочность материала зубьев колеса обеспечена.</p>
<p><b>8</b> Как известно, табличная грузоподъемность <math>Cr</math> подшипника качения соответствует той нагрузке, при которой его долговечность равна <math>[L]=1</math> млн. оборотов. Реальная долговечность подшипника рассчитывается по формуле <math>L_{п} = (Cr/R_{экв})^\alpha</math>, где <math>\alpha=3</math> для шарикового и <math>\alpha=3,3</math> для роликового подшипника. Задание. Расшифровать номера подшипников и проверить их долговечность по условию <math>L_{п} \geq [L_{п}]</math>, если эквивалентная нагрузка на подшипник <math>R_{экв}=30000</math> Н. Номера подшипников и их грузоподъемность <math>Cr</math> (указана в скобках). 36208 (<math>Cr=30,6</math> кН), 46309 (<math>Cr=50,5</math> кН), 7310 (<math>Cr=96,6</math> кН), 108 (<math>Cr=16,8</math> кН)</p>	<p>36208 внутренний диаметр 40 мм, серия легкая, тип подшипника – радиально-упорный шариковый, есть конструктивное отличие от базового типа.          Реальная долговечность подшипника <math>L_{п} = (Cr/R_{экв})^3 = (30600/30000)^3 = 1,06</math> млн.об. долговечность по условию <math>L_{п} \geq [L_{п}]</math>, обеспечена          46309 внутренний диаметр 45 мм, серия средняя, тип подшипника – радиально-упорный шариковый, есть конструктивное отличие от базового типа.          Реальная долговечность подшипника <math>L_{п} = (Cr/R_{экв})^3 = (50500/30000)^3 = 4,77</math> млн.об. долговечность по условию <math>L_{п} \geq [L_{п}]</math>, обеспечена          7310 внутренний диаметр 50 мм, серия средняя, тип подшипника – радиально-упорный роликовый, базовый тип.          Реальная долговечность подшипника <math>L_{п} = (Cr/R_{экв})^3 = (96600/30000)^3 = 49,1</math> млн.об. долговечность по условию <math>L_{п} \geq [L_{п}]</math>, обеспечена          108 внутренний диаметр 40 мм, серия особо легкая, тип подшипника – радиальный шариковый, базовый тип.          Реальная долговечность подшипника <math>L_{п} = (Cr/R_{экв})^3 = (16800/30000)^3 = 0,175</math> млн.об. долговечность по условию <math>L_{п} \geq [L_{п}]</math>, не обеспечена</p>
<p><b>9</b> Для привода люлечного элеватора определить:</p>	<p>коэффициент полезного действия</p>

- общий КПД привода
- требуемую мощность электродвигателя, если: тяговая сила цепи конвейера  $F = 2500$  Н. Скорость тяговой цепи  $V = 2,5$  м/с
- передаточное число цепной передачи, если:  $n_{дв} = 1850$  об/мин,  $n_{рм} = 185$  об/мин;  $z_2 = 80$ ;  $z_1 = 20$



1-натяжное устройство; 2-люлька; 3-тяговая цепь; 4-цепная передача; 5-цилиндрический редуктор; 8-двигатель; 7-упругая втулочно-пальцевая муфта; 8-груз

$$\eta_{общ} = \eta_{зп} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{пк}^2 \cdot \eta_{пс} = 0,96 \cdot 0,94 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,85$$

где  $\eta_{зп} = 0,96$  - коэффициент полезного действия закрытой передачи,

$\eta_{оп} = 0,94$  - коэффициент полезного действия открытой передачи,

$\eta_{м} = 0,98$  - коэффициент полезного действия муфты,

$\eta_{пк} = 0,99$  - коэффициент полезного действия одной пары подшипников качения

$\eta_{пс} = 0,98$  - коэффициент полезного действия одной пары подшипников скольжения

Полезная мощность рабочего механизма

$$P_{пол} = 2,5 \cdot 2500 = 6250 \text{ Вт}$$

Определение требуемой мощности электродвигателя

$$P_{дв} = \frac{P_{пол}}{\eta_{общ}} = \frac{6250}{0,85} = 7353 \text{ Вт}$$

Общее передаточное число привода

$$u_{общ} = \frac{n_{дв}}{n_{рм}} = \frac{1850}{185} = 10$$

Передаточное число закрытой передачи  $u_{зп} = z_2/z_1 = 80/20 = 4$

Передаточное число открытой передачи определяем по уравнению

$$u_{оп} = u_{общ} / u_{зп} = 10 / 4 = 2,5$$

**10** Как известно, при проектном расчете вала определяют его минимальный диаметр из условия прочности материала вала на кручение

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T \cdot 10^3}{\pi \cdot [\tau_{ср}]}} \text{ , где } T \text{ – вращающий момент на валу (Н}\cdot\text{м)}$$

Задание. Определить минимальный диаметр вала из условия прочности материала вала на кручение и по найденному значению диаметра, назначить номер радиального шарикового подшипника качения средней серии, если известны: мощность на валу  $P = 2200$  Вт, частота вращения вала  $n = 800$  об/мин; допустимое напряжение на срез  $[\tau_{ср}] = 18$  МПа, средняя серия подшипника качения в обозначении его номера обозначается цифрой 3.

Угловая скорость вала

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n / 60 = 2 \cdot 3,14 \cdot 800 / 60 = 83,73 \text{ рад/с}$$

Вращающий момент на валу

$$T = P / \omega = 2200 / 83,73 = 26,27 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

минимальный диаметр вала

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T \cdot 10^3}{\pi \cdot [\tau_{ср}]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 26,27 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 18}} = 19,52 \text{ мм}$$

Округляем до кратного пяти 20 мм

Назначаем номер радиального шарикового подшипника (тип 0) качения (тип 3) средней серии (тип 3) с внутренним диаметром 20 мм ( $20/5=04$ ), получаем 0304 или 304

**Оценочные средства по проведению контроля остаточных знаний по учебной дисциплине  
ОП.02 Механика для студентов специальности 26.02.04 Монтаж и техническое  
обслуживание судовых машин и механизмов**

**Укажите один правильный ответ**

- 1 Как определить значение проекции силы  $F$  на ось  $X$ , при заданном угле наклона  $\alpha$  к данной оси?  
а)  $F_x = F \sin(\alpha)$ ; б)  $F_x = F / \cos(\alpha)$ ; в)  $F_x = F \cdot \cos(\alpha)$
- 2 По какой формуле определяется момент силы  $F$  относительно некоторой точки «О»?  
а)  $M_O(F) = F/h$ ; б)  $M = F+h$ ; в)  $M_O(F) = Fh$
- 3 Какая из формулировок является необходимой но не достаточной для уравнений равновесия произвольной плоской системы сил?  
а) необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы проекций всех сил на ось  $X$  и  $Y$  были равны нулю ( $\sum F_{ix} = 0, \sum F_{iy} = 0$ )  
б) необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы проекций всех сил на ось  $X$  и  $Y$  и моментов сил и пар были равны нулю ( $\sum F_{ix} = 0, \sum F_{iy} = 0, \sum M_A(F_i) + \sum M = 0$ )  
в) необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы моментов ( $\sum M_B(F_i) + \sum M = 0, \sum M_A(F_i) + \sum M = 0$ ) относительно двух произвольных точек  $A$  и  $B$  были равны нулю и сумма проекций всех сил на ось  $Y$ , не проходящую через эти точки была равна нулю ( $\sum F_{iy} = 0$ )
- 4 На какие простые фигуры разбивают сложные сечения?  
а) Квадрат, окружность, трапеция  
б) Треугольник, овал, трапеция  
в) Прямоугольник, круговой сектор, треугольник
- 5 Ускоренное движение точки, это когда её...  
а) путь  $S$  равномерно растет через равный промежуток времени  $t$ ;  
б) скорость  $v$  равномерно растет через равный промежуток времени  $t$ ;  
в) касательное ускорение  $a_t$  равномерно растет через равный промежуток времени  $t$ .
- 6 Передаточное число механической передачи, состоящей из двух колес с числами зубьев  $z_1$  и  $z_2$ , вращающихся с угловыми скоростями  $\omega_1$  и  $\omega_2$ , определяется по уравнению  
а)  $u = \omega_2 / \omega_1 = z_1 / z_2$ ; б)  $u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1$ ; в)  $u = \omega_2 \cdot \omega_1 = z_2 \cdot z_1$
- 7 Какова зависимость между силой тяжести тела  $G$  и его массой  $m$ ?  
А)  $m = Gg$ ; б)  $m = G/g$ ; в)  $m = g/G$
- 8 Что такое мощность и в каких единицах она измеряется в Международной системе (СИ) и в Технической (МКГСС)?  
а) количество времени  $t$ , затраченное в единицу работы  $A$ , измеряют в Вт (ваттах) и л.с. (лошадиных силах);  
б) количество работы  $A$ , затраченное в единицу времени  $t$ , измеряют в Вт (ваттах) и л.с. (лошадиных силах);  
в) количество работы  $A$ , затраченное в единицу времени  $t$ , измеряют в Дж (джоулях) и Н (ньютонсах).
- 9 Что называется прочностью, жесткостью и устойчивостью детали?  
а) Прочность – изменение формы. Жесткость – отсутствие пластических деформаций либо разрушения детали. Устойчивость – прямолинейность продольной оси детали.

- б) Прочность – сопротивляемость детали пластической деформации либо разрушению. Жесткость – пропорциональная сопротивляемость изменению формы и размеров. Устойчивость – способность продольной оси детали оставаться прямолинейной.
- в) Прочность – однородность и изотропность материала. Жесткость – непрерывность строения материала. Устойчивость – линейная зависимость между нагрузками.

10 Что такое внутренние силовые факторы?

- А) Это внутренние силы упругости, возникающие в продольном сечении бруса, которые должны быть определены до применения к брусу метода сечений (РОЗУ)
- Б) Это силы противодействия, возникающие в поперечном сечении бруса. Определяют в результате применения к брусу метода сечений (РОЗУ)
- В) Это отношение величины внутренних сил упругости к величине площади рассматриваемого сечения

11 Расчетное касательное напряжение при деформации сдвиг вычисляют по формуле:

А)  $\sigma = \varepsilon \cdot E$  ; Б)  $\tau = \gamma \cdot G$  ; В)  $\tau = \frac{Q_y}{A}$

12 Укажите правильное название ГХС:

- а)  $A$  – площадь,  $S$  – статический момент сечения,  $I$  – момент инерции,  $W$  – момент сопротивления;
- б)  $A$  – площадь,  $S$  – статический момент сечения,  $I$  – момент сопротивления,  $W$  – момент инерции;
- в)  $A$  – статический момент сечения,  $I$  – площадь,  $S$  – момент сопротивления,  $W$  – момент инерции;

13 Как нужно нагрузить брус, чтобы он работал только на кручение?

- а) Приложить две, равные по модулю силы в разных сечениях
- б) Приложить только изгибающие моменты
- в) Приложить только вращающие моменты

14 Какой величиной характеризуется деформация при кручении?

- а)  $\varepsilon$  (относительное удлинение); б)  $\gamma$  (угол сдвига); в)  $\varphi$  (угол закручивания)

15 Что называют механизмом:

- а) подвижное соединение деталей, преобразующее тепловую, электрическую или химическую энергию в полезную работу и служащее для облегчения либо замены ручного труда.
- б) неподвижное соединение деталей, состоящее из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому при одновременном изменении кинематических и силовых характеристик.
- в) подвижное соединение деталей, образующих кинематическую цепь, в которой движение ведомых звеньев зависит от движения ведущего звена

16 Функции, выполняемые механическими передачами?

- а) Передача движения с изменением только силовых либо кинематических характеристик
- б) Передача движения с изменением вида движения с вращательного на поступательно и наоборот;
- в) Передача движения с изменением силовых и кинематических характеристик, а также вида движения;

17 Что называют машиной:

- а) это механизм, преобразующий тепловую, электрическую или химическую энергию в полезную работу и служащий для облегчения либо замены ручного труда.



б) система, состоящая из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому при одновременном изменении кинематических и силовых характеристик.

в) система связанных между собой подвижных и неподвижных звеньев, образующих кинематическую цепь, в которой движение ведомых звеньев зависит от движения ведущего звена

18 Ременные передачи преимущественно используют в

а) быстроходных ступенях; б) тихоходных ступенях; в) вместо редуктора при больших передаточных числах

19 Войдут ли в зацепление косозубые колеса, у одного из которых направление зубьев правое, а у другого левое

а) войдут; б) не войдут

20 Что является достоинством червячной передачи?

а) Необходимость надёжного охлаждения

б) Большая величина передаточного числа и возможность самоторможения передачи

в) Низкий КПД и применение бронзы для червячного колеса

21 Равномерному изнашиванию цепи способствует:

а) нечетное число звеньев цепи и зубьев звездочек; б) четное число звеньев цепи и зубьев звездочек; в) четное число зубьев цепи и нечетное число зубьев одной из звездочек

22 Муфты предназначены для соединения:

а) шкивов; б) валов; в) зубчатых колес.

23 Участки вала для подшипников скольжения и качения соответственно называют:

а) цапфа и шип; б) шип и цапфа; в) цапфа и шейка.

24 Первые две цифры номера подшипника качения (справа налево):

а) умноженные на 5 определяют наружный диаметр подшипника;

б) умноженные на 5 определяют внутренний диаметр подшипника;

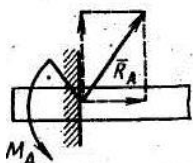
в) определяют ширину подшипника.

25 Для какого вида соединения обязательно необходимо сквозное отверстие в соединяемых деталях:

а) заклепочное; б) винтовое; в) шпоночное

## Указать два правильных ответа

1 Укажите правильное название силовых противодействий, возникающих в опоре типа «жёсткая заделка»



а)  $R_A$  – реакция, б)  $R_A$  – реактивный момент; в)  $M_A$  – реакция, г)  $M_A$  – реактивный момент

2 Какое из утверждений является законом трения скольжения

- а) Сила трения скольжения совпадает с направлением возможного скольжения тела;
- б) Для одного и того же тела, сила трения скольжения не зависит от площади соприкосновения;
- в) Предельная сила трения при покое пропорциональна нормальной реакции  $\bar{F}_{max} = f \cdot \bar{N}$
- г) Коэффициент трения покоя не зависит от природы материала и шероховатости соприкасающихся поверхностей, наличия жидкости в зоне контакта

3 Центробежное ускорение:

- а) меняет вектор скорости по направлению
- б) меняет вектор скорости по величине
- в) не влияет на вектор скорости
- г) определяют по формуле  $a_n = v^2/r$

4 Как вычисляется мощность при поступательном и вращательном движении тела?

- а)  $P = T \cdot \omega$ ;
- б)  $P = T/\omega$ ;
- в)  $P = T + \omega$
- г)  $P = F \cdot v$

5 Укажите правильную запись закона Гука:

- а)  $\sigma = \varepsilon \cdot E$  ; б)  $\tau = \frac{Q_y}{A}$  ; в)  $\tau = \gamma \cdot G$  г)  $\sigma = M_x/W_x$

6 Как записывается условие прочности бруса для расчетного нормального  $\sigma$  и касательного  $\tau$  напряжений?

- а)  $\sigma > [\sigma]$  ; б)  $\sigma \leq [\sigma]$  ; в)  $\tau > [\tau]$  ; г)  $\tau \leq [\tau]$

7 Укажите правильное определение некоторым понятиям сопротивления материалов

- а) Прочность – сопротивление детали пластической деформации либо разрушению
- б) Жесткость – непрерывность строения материала
- в) Устойчивость – способность продольной оси бруса оставаться прямолинейной при сжимающей нагрузке

8 Укажите формулы, относящиеся к теме деформация кручения

- а)  $\tau_{max} = M_Z / W_P$
- б)  $\sigma_{max} = M_X / W_X$
- в)  $W_X = \pi \cdot d^3 / 32$
- г)  $W_P = \pi \cdot d^3 / 16$

9 Укажите формулы, относящиеся к теме деформация изгиб

- а)  $\tau_{max} = M_Z / W_P$
- б)  $\sigma_{max} = M_X / W_X$
- в)  $W_X = \pi \cdot d^3 / 32$

г)  $W_P = \pi \cdot d^3 / 16$

10 Укажите правильное определение понятиям механизм и машина

- а) Механизм - неподвижное соединение деталей, состоящее из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому при одновременном изменении кинематических и силовых характеристик.
- б) Механизм – подвижное соединение деталей, состоящее из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому при одновременном изменении кинематических и силовых характеристик.
- в) Машина - подвижное соединение деталей, образующих кинематическую цепь, в которой движение ведомых звеньев не зависит от движения ведущего звена
- г) Машина - подвижное соединение деталей, преобразующее тепловую, электрическую или химическую энергию в полезную работу и служащее для облегчения либо замены ручного труда.

11 По какой формуле определяют передаточное число механической передачи, если известны угловые скорости  $\omega$  и частоты  $n$  вращения валов?

а)  $u = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ ;

б)  $u = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ ;

в)  $u = \frac{n_2}{n_1}$

г)  $u = \frac{n_1}{n_2}$

12 Укажите преимущества цепных передач

- а) постоянство передаточного числа б) бесшумность в) передача момента двум и более валам; г) относительно малая долговечность гибкого звена

13 Укажите преимущества ременных передач

- а) постоянство передаточного числа б) бесшумность в) относительно малая стоимость гибкого звена; г) относительно малая долговечность гибкого звена

14 В зависимости от вида трения различают:

- а) подшипник вращения; б) подшипник качения в) подшипник скольжения; в) подшипник движения

15 Проверочный расчет подшипника качения ведут по величине

- а) диаметра  $d$  внутреннего кольца; б) Грузоподъемности  $C_r$ ; в) частоте вращения  $n$ ; г) долговечности  $L$

16 Укажите виды разрушения подшипников качения:

- а) раскалывание колец;
- б) разрушение сепаратора;
- в) усталостное выкрашивание дорожек и тел качения
- г) разрушение тел качения

17 К неразъемным видам соединений следует относить:

- а) болтовые, шпоночные;
- б) заклепочные, клеевые;
- в) штифтовые и шплинтовые.
- г) сварочные

18 К разъемным видам соединений следует относить:

- а) сварочные
- б) заклепочные, клеевые;
- в) штифтовые и шплинтовые.
- г) болтовые, шпоночные

## Установить соответствие вопроса и ответа

1 Укажите правильные определения терминам механики

- 1) статика
- 2) кинематика
- 3) динамика
- 4) сопротивления материалов
- 5) детали машин
- 6) гидравлика
- 7) термодинамика

Варианты ответов

- а) раздел механики, в котором изучают процессы изменения агрегатного состояния рабочих тел, а также закономерности преобразования теплоты в работу.
- б) раздел механики, в котором изучают основы проверочного и проектного расчетов деталей и механических передач.
- в) раздел механики, в котором изучают равновесие точек и тел
- г) раздел механики, в котором изучают силовые и энергетические характеристики движущихся точек и тел
- д) раздел механики, в котором изучают прочность, жесткость, устойчивость, а также усталость элементов конструкций
- е) раздел механики, в котором изучают движение точек и тел без учета действующих сил
- ж) раздел механики, в котором изучают закономерности равновесия и движения жидкостей

2 Укажите правильные формулы кинематики точки согласно определениям

- 1) Путь, пройденный точкой при равномерном движении
- 2) Путь, пройденный точкой при равнопеременном движении
- 3) Путь, пройденный точкой при неравномерном движении
- 4) Скорость точки при равномерном движении
- 5) Скорость точки при равнопеременном движении
- 6) Скорость точки при неравномерном движении
- 7) Касательное ускорение точки при равнопеременном движении
- 8) Центробежное ускорение точки
- 9) Полное ускорение точки

Ответы

- а)  $a = (a_n^2 + a_\tau^2)^{0,5}$ ;    б)  $a_n = v^2/r$ ;    в)  $s = v' = a_t \cdot t$ ;    г)  $a_t = (v_1 - v_0)/t$ ;    д)  $v = s/t$ ;  
е)  $v = a_t \cdot t$ ;    ж)  $s = v \cdot t$ ;    з)  $v = a_t \cdot t$ ;    и)  $s = v_0 \cdot t + a_\tau \cdot t^2/2$

3 Укажите правильные формулы динамики точки и тела согласно определениям

- 1) основной закон динамики поступательно движущегося тела
- 2) основной закон динамики вращающегося тела
- 3) сила тяжести тела
- 4) работа постоянной силы F на прямолинейном участке пути S
- 5) мощность при поступательном движении тела
- 6) механический коэффициент полезного действия
- 7) мощность при вращательном движении тела
- 8) Изменение количества движения тела при поступательном движении
- 9) Изменение кинетической энергии тела при поступательном движении
- 10) кинетическая энергия вращающегося тела

Ответы

- а)  $A = F \cdot S$ ;    б)  $\eta = A^П/A$ ;    в)  $m \cdot a = \pm F_1 \pm F_2 \pm \dots$ ;    г)  $m v_1 - m v_0 = (\pm F_1 \pm F_2 \pm \dots) \cdot t$ ;  
д)  $m v_1^2/2 - m v_0^2/2 = (\pm F_1 \pm F_2 \pm \dots) \cdot S$ ;    е)  $P = F \cdot v$ ;    ж)  $P = T \cdot \omega$ ;    з)  $E_k = I \cdot \omega^2/2$ ;    и)  $G = m \cdot g$ ;  
к)  $I \cdot \varepsilon = \pm T_1 \pm T_2 \pm \dots$

4 Установите соответствие чертежа схемы сварного соединения его названию

№	Чертеж схемы	№	Чертеж схемы
1)		7)	
2)		8)	
3)		9)	
4)		10)	
5)		11)	
6)		12)	

Варианты названий

- Пробочное (точечное) соединение
- Шов стыковой (прямой)
- Шов стыковой (косой)
- Стыковое соединение под действием изгибающего момента
- Соединение внахлест с дополнительными прорезями
- Соединение стыковое с накладками
- Тавровое соединение
- Угловое соединение
- Соединение несимметричных элементов
- Шов внахлест (лобовой)
- Шов внахлест (косой)
- Шов внахлест комбинированный (лобовый+фланговый)

5 Определения по теме «Изгиб балок»

1) Какой вид нагружения называется изгибом?

- 2) какой элемент конструкции называют балкой?
- 3) Какие нагрузки вызывают плоский прямой изгиб балки
- 4) Какие типы опор применяются в технике для закрепления балок?
- 5) Какие типы статически определимых балок используются в технике?
- 6) Для чего строятся эпюры поперечных сил  $Q_y$  и изгибающих моментов  $M_x$ ?
- 7) Как записывается условие прочности для нормальных напряжений для балок из пластичных материалов?
- 8) В каких случаях необходима проверка балки на прочность по касательным напряжениям  $\tau_{\max}$  ?
- 9) Какие различают виды задач при расчетах балок на прочность?

#### Варианты ответов теста

- а) Плоский прямой изгиб возникает при действии на балку системы внешних сил, перпендикулярных к его оси и лежащих в одной плоскости
- б) такая нагрузка на брус, при которой в поперечных сечениях стержня возникают изгибающий момент и поперечная сила
- в) Брус, внешне нагруженный изгибающими моментами и силами, перпендикулярными его продольной оси.
- г) Для расчета балок на прочность необходимо знать, как изменяются поперечная сила и изгибающий момент по длине. С этой целью строятся их графики, называемые эпюрами поперечных сил и изгибающих моментов.
- д) В технике используются следующие типы балок:
  - 1) консоль - балка, защемленная на одном конце и свободная на другом (примером служат столбы, мачты, кронштейны);
  - 2) простая балка, шарнирно опертая по концам (примером служит ось автоприцепа);
  - 3) одноконсольная- простая балка, у которой одна из опор установлена с отступом от конца (пример - продольная балка рамы автомобиля);
  - 4) двухконсольная-простая балка, у которой обе опоры установлены с отступом от концов (пример - вагонная ось).
 Свешивающиеся части балок называются консолями, расстояние между опорами - пролетом.
- е) В технике применяются четыре типа опор: 1) цилиндрическая подвижная опора или каток (допускает вращение вокруг оси шарнира и поступательное перемещение); 2) цилиндрическая неподвижная опора (допускает только вращение вокруг оси шарнира); 3) защемляющая подвижная опора (допускает только поступательное перемещение); 4) защемляющая неподвижная опора или заделка (не допускает никаких перемещений).
- ж) Проверку прочности балки по касательным напряжениям выполняют по неравенству

$$\tau_{\max} = kQ_{\max} / A \leq [\tau]$$

где  $k$  - коэффициент формы, равный:  $3/2$  - для прямоугольника,  $4/3$  - для круга.

Такая проверка бывает необходима для коротких балок, нагруженных значительными поперечными силами.

- з) Прочность балок из пластичных материалов обеспечена, если наибольшие по абсолютному значению нормальные напряжения, возникающие в опасном сечении, не превышают допускаемой величины

$$\sigma_{\text{наиб}} = M_{\max} / W_x \leq [\sigma]$$

- и) При расчетах балок на прочность различают три вида задач

- первый вид задач – проверочный по условию

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{x \max}}{W_x} \leq [\sigma]$$

- второй вид задач – проектный по условию

$$W_x = \frac{M_{x(\max)}}{[\sigma]} \leq W_{\text{ТАБЛ}}$$

- третий вид задач – определение допускаемого момента  $[M]$  или нагрузки  $[F]$  из формулы  $[M] = [F] \cdot l \leq W_x \cdot [\sigma]$

6 Укажите правильное соответствие позиции [5][4][3][1][2] цифры номера подшипника качения и ее назначение

- 1) Первая и вторая цифры [1][2]
- 2) Третья цифра [3]
- 3) Четвертая цифра [4]
- 4) Пятая цифра [5]

Варианты ответов

а) Серия подшипника; б) тип подшипника; в) диаметр внутреннего кольца подшипника; г) конструктивные отличия подшипника

7 Какие диаметры зубчатого колеса обозначают буквами  $d_a$ ,  $d_f$ ,  $d$  и как называют высоты  $h_a$ ,  $h_f$ ,  $h$  ?

- 1)  $d_a$  ; 2)  $d_f$  ; 3)  $d$ ; 4)  $h_a$  5)  $h_f$  6)  $h$

Варианты ответов

а) диаметр впадин б) полная высота зуба; в) высота ножки зуба; г) диаметр выступов; д) высота головки зуба; е) делительный диаметр



## ВОПРОСЫ

к экзамену по дисциплине «Механика» для студентов специальности  
26.02.04 Монтаж и техническое обслуживание судовых машин и механизмов

- 51 Основные определения и аксиомы статики. Дать определение силы, её изображение, назвать её элементы и единицы измерения.
- 52 Изображение сил в масштабе. Графический способ нахождения равнодействующей.
- 53 Связь и реакция связи. Основные виды связей.
- 54 Проекция силы на координатную ось: обозначение и формулы. Аналитический способ нахождения равнодействующей
- 55 Плоская система сходящихся сил: определение и примеры конструкций. Формы условий равновесия плоской системы сходящихся сил
- 56 Момент: определение, разновидности и свойства моментов
- 57 Плоская система произвольных сил: определение и примеры конструкций? Формы условий равновесия плоской системы произвольных сил
- 58 Реакции в опорах балки: разновидности опор и особенности составления силовых схем для балок
- 59 Пространственная система сил: момент силы относительно оси и уравнения равновесия произвольной пространственной системы сил
- 60 Центр тяжести: основные понятия, центры тяжести простых фигур и стандартных профилей, формулы центров тяжести сложных фигур.
- 61 Трение скольжения и трение качения: причины, расчетные формулы, закономерности.
- 62 Кинематика точки и тела: основные определения, разновидности движений в зависимости от ускорений, связь формул кинематики точки и тела. Передаточное число.
- 63 Динамика точки и тела: основные определения, аксиомы, сила инерции, принцип Даламбера. Основное уравнение динамики при поступательном и вращательном движении тела.
- 64 Работа и мощность постоянной силы на прямолинейном участке пути. Коэффициент полезного действия. Теоремы динамики.
- 65 Соппротивление материалов: задачи курса, определения, допущения, применяемые к материалам
- 66 Деформация: определение, разновидности. При какой деформации справедлив закон Гука? Разновидности деформации бруса.
- 67 Метод сечений (РОЗУ). Внутренние силовые факторы в поперечном сечении бруса: название и формулы.
- 68 Механическое напряжение в произвольной точке поперечного сечения бруса. Обозначение и единица измерения касательного и нормального напряжений.
- 69 Испытание материалов на растяжение. График растяжения пластичного и хрупкого материалов. Дать определение предельным напряжениям: предел пропорциональности, предел текучести и предел прочности (предел выносливости).
- 70 Деформация растяжения: внутренний силовой фактор, напряжение, эпюры, разновидности расчета на прочность. Коэффициент запаса прочности: фактический и допускаемый.

- 71 Деформация сдвига. Практические расчеты на срез и смятие
- 72 Деформация кручения: внутренний силовой фактор, напряжение, эпюры, разновидности расчета на прочность и жесткость.
- 73 Деформация изгиба: внутренний силовой фактор, напряжение, эпюры, разновидности расчета на прочность.
- 74 Причина использования гипотез прочности. Формулы для определения эквивалентного напряжения для третьей, четвертой и пятой гипотез прочности.
- 75 Усталость материалов. Пределы выносливости деталей: вал и зубчатое колесо
- 76 Устойчивость сжатых стержней: определение, критическая сила, гибкость, классификация стержней.
- 77 Детали машин: основные определения, классификация машин. Требования к деталям и машинам.
- 78 Что называют механической передачей? Силовые и кинематические характеристики механической передачи: передаточное число, окружная скорость, мощность на валу, КПД механизма. Что называют редуктором?
- 79 Что называют надежностью и сроком службы изделия? Формула и единицы измерения срока службы.
- 80 Последовательность соединения механических передач в приводах (в заданиях курсовых проектов). КПД привода.
- 81 Кинематические и силовые характеристики валов привода.
- 82 Материал звеньев редукторной пары
- 83 Фрикционная передача: конструкция, принцип действия, достоинства и недостатки.
- 84 Цилиндрическая и коническая зубчатые передачи: достоинства и недостатки, геометрические размеры колес.
- 85 Термообработка, способы изготовления и виды разрушения зубьев зубчатых колес.
- 86 Червячная передача: достоинства и недостатки, геометрические размеры колеса и червяка.
- 87 Передача винт-гайка: конструкция, принцип действия, достоинства и недостатки.
- 88 Ременные передачи: конструкция, достоинства и недостатки
- 89 Цепные передачи: достоинства и недостатки, типы приводных цепей. Порядок проектного расчета цепной передачи
- 90 Смазочный материал узлов редуктора
- 91 Проектный расчет быстроходного и тихоходного валов редуктора
- 92 Подшипники скольжения: конструкция, достоинства и недостатки, материал втулок.
- 93 Подшипники качения: конструкция, достоинства и недостатки, особенности монтажа и демонтажа
- 94 Подшипники качения: проектный и проверочный расчет по долговечности. Расшифровать номера подшипников качения 207, 7310, 36207 и 46307
- 95 Корпус редуктора: назначение, элементы конструкции. Порядок сборки редуктора
- 96 Подшипниковые узлы редуктора: определение, разновидности, структура конструкций
- 97 Неразъемные соединения деталей машин

- 98 Разъемные соединения деталей машин: конструкции, маркировка, выбор.
- 99 Механические муфты в приводах машин: назначение, классификация и методика подбора
- 100 Итоги курсового проектирования: технический уровень и унификация редуктора