

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО РЫБОЛОВСТВУ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«КЕРЧЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ МОРСКОЙТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»
Филиал ФГБОУ ВО "КГМТУ" в г. Феодосия

Приложение к рабочей программе учебной
дисциплины

ОП.02 Механика

ФОНД ОЦЕНОЧНЫХ СРЕДСТВ

Специальности 26.02.02 - Судостроение

Феодосия, 2021

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.

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, расчетно-графических работ и шкалу оценивания; ФОС для проведения промежуточной аттестации, состоящий из письменных заданий и шкалы оценивания.

Применяемые методы оценки полученных знаний по разделам дисциплины

Раздел (тема)	Текущая аттестация			Промежуточная аттестация
	контрольный опрос (тест)	творческое задание	расчетно-графическая работа	
Раздел 1. Статика				
Тема 1.1 Введение	+	+		Экзамен
Тема 1.2 Связи. Реакции связей.	+	+		

Тема 1.3 Плоская система сходящихся сил	+	+	+	
Тема 1.4 Равнодействующая плоской системы сходящихся сил	+	+		
Тема 1.5 Система двух сил	+	+		
Тема 1.6 Плоская система произвольно расположенных сил	+	+	+	
Тема 1.7 Трение	+			
Тема 1.8 Пространственная система сил	+		+	
Тема 1.9 Центр тяжести.	+			
Раздел 3. Сопротивление материалов				
Тема 3.1 Основные положения	+			Экзамен

сопротивления материалов				
Тема 3.2 Внутренние силовые факторы	+	+		
Тема 4.3 Растяжение (сжатие)	+		+	
Тема 4.4 Сдвиг. Практические расчеты на срез и смятие	+			
Тема 4.5 Геометрические характеристики плоских сечений	+			
Тема 4.6 Кручение	+	+	+	
Тема 4.7 Изгиб	+	+	+	
Тема 4.8 Гипотезы прочности	+	+		
Тема 4.9 Устойчивость сжатых стержней	+	+		
Раздел 5 Детали машин				
Тема 5.1 Основные понятия курса «Детали машин»	+	+		Экзамен
Тема 5.2 Зубчатые передачи	+			
Тема 5.3 Червяные передачи	+			
Тема 5.4 Ременные передачи	+			
Тема 5.5 Цепные передачи	+			
Тема 5.6 Подшипники	+	+		

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 ²	А) 10^6 мм ⁴ Б) 10^6 мм ³ В) 10^6 мм ²
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) $(\sin(x^3))' = 3\sin(x^2) \cdot x$; Б) $(\sin(x^3))' = 3\sin(x^3) \cdot x^2$; В) $(\sin(x^3))' = \sin(3x^2)$;
11 Скалярным сложением двух векторов F ₁ и F ₂ 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) π, ρ, μ, η Б) $\alpha, \beta, \gamma, \varphi$ В) $\sigma, \tau, \varepsilon, \lambda$
14 Алгебраическую сумму принято обозначать прописной греческой буквой:	А) ϵ – <i>эпсилон</i> Б) Σ – <i>сигма</i> В) Δ – <i>дельта</i>
15 Коэффициент полезного действия принято обозначать строчной буквой греческого алфавита:	А) μ Б) λ В) η
16 Строчной буквой греческого алфавита ω 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

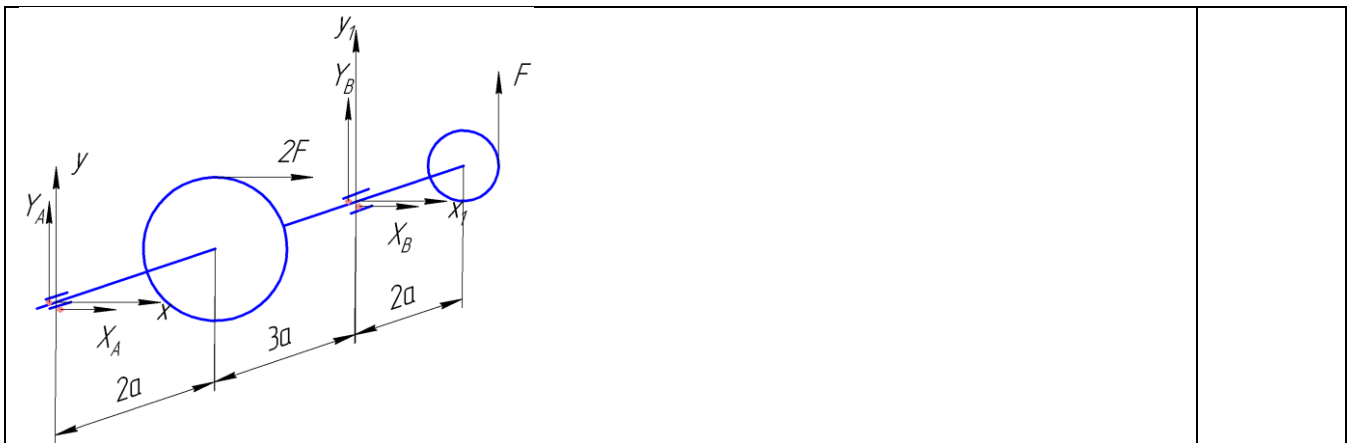
Контрольный опрос

Раздел (тема)	Ответы
Раздел 1. Статика	
<p>Тема 1.1 Введение</p> <p>1 Греческая буква «эта» строчной обозначается а) τ; б) λ; в) η</p> <p>2 Число $\pi = 3,14 \text{ рад}$ показывает а) величину, равную 360 градусов б) величину, равную 180 градусам в) отношение длины окружности к ее диаметру г) справедливы ответы б), и в)</p> <p>3 Коэффициент полезного действия принято обозначать строчной буквой греческого алфавита: а) μ; б) λ; в) η</p> <p>4 Строчной буквой греческого алфавита ω в кинематике принято обозначать а) Угол поворота тела б) Угловое ускорение тела в) Угловую скорость тела</p> <p>5 Буквами σ и τ в сопротивлении материалов обозначают: а) нормальное и касательное напряжение б) касательное и нормальное напряжение в) нормальное напряжение и сумму</p> <p>6 Какими буквами греческого алфавита принято обозначать углы а) π, ρ, μ, η; б) $\alpha, \beta, \gamma, \varphi$; в) $\sigma, \tau, \varepsilon, \lambda$</p> <p>7 Алгебраическую сумму принято обозначать прописной греческой буквой: а) E – эпсилон; б) Σ – сигма; в) Δ – дельта</p> <p>8 Плотность материала принято обозначать строчной буквой греческого алфавита а) μ – мю; б) ν – ню; в) ρ – ро</p> <p>9 Какую величину обозначают буквой F_{Σ}: а) равнодействующую силу; б) уравнивающую силу; в) реактивную силу</p> <p>10 Укажите менее используемые буквы греческого алфавита: а) ε – эпсилон, ν – ню, ψ – пси б) λ – лямбда, τ – тау, ω – омега в) ι – йота, χ – хи, \omicron – омиркон</p>	<p>1 в</p> <p>2 г</p> <p>3 в</p> <p>4 в</p> <p>5 б</p> <p>6 б</p> <p>7 б</p> <p>8 в</p> <p>9 а</p> <p>10 в</p>
<p>Тема 1.2 Связи. Реакции связей</p> <p>1 силы действия и противодействия приложены к а) различным телам; б) одному и тому же телу; в) телам не находящимся в контакте</p> <p>2 Что называется связью а) Нагрузка, действующая на данное тело; б) Сила давления тела на опору; в) Тело, которое ограничивает движение рассматриваемого тела.</p> <p>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.</p> <p>4 Какие разновидности связей рассматриваются в статике? а) балка, брус, пластина; б) узел, корпус, механизм; в) плоскость, шарнир, нить,</p>	<p>1 а</p> <p>2 в</p> <p>3 б</p> <p>4 в</p> <p>5 б</p>

<p>стержень</p> <p>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)?</p> <p>а) реакция R_A в шарнире препятствует и перемещению и вращению, в жесткой заделке реактивный момент не нужен;</p> <p>б) реакция R_A в шарнире препятствует только перемещению, а вращение возможно. В жесткой заделке реактивный момент M_A препятствует вращению;</p> <p>в) реакция R_A в шарнире препятствует вращению, в жесткой заделке реакция R_A препятствует вращению, а реактивный момент перемещению.</p> 	
<p>Тема 1.3 Плоская система сходящихся сил</p> <p>1 Какая система называется сходящейся?</p> <p>а) Система сил, линии действия которых пересекаются в одной точке.</p> <p>б) Система сил, линии действие которых параллельны.</p> <p>в) Система сил, под действием которой тело не изменяет своего движения</p> <p>2 Как определить значение проекции силы на ось X, при заданном угле наклона α к данной оси?</p> <p>а) $F_x = F \sin(\alpha)$; б) $F_x = F / \cos(\alpha)$; в) $F_x = F \cdot \cos(\alpha)$</p> <p>3 Что называется проекцией силы на ось?</p> <p>а) Прямая неограниченной длины, на которой задано определённое направление;</p> <p>б) Отрезок прямой со стрелкой на конце;</p> <p>в) Длина отрезка оси, между точками, полученными при опускании на данную ось перпендикуляров из начала и конца вектора силы.</p> <p>4 Как определяется величина силы по её проекциям на оси координат?</p> <p>а) $F = F_x + F_y$; б) $F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$; в) $F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$</p> <p>5 Укажите частные случаи значений проекций</p> <p>а) угол наклона силы к оси X всегда острый;</p> <p>б) модуль силы определяют по формуле Пифагора;</p> <p>в) проекция силы на ось равна нулю, если вектор силы перпендикулярен данной оси</p>	<p>1 а</p> <p>2 в</p> <p>3 в</p> <p>4 в</p> <p>5 в</p>
<p>Тема 1.4 Равнодействующая плоской системы сходящихся сил</p> <p>1 Как определяется модуль равнодействующей системы двух сходящихся сил?</p> <p>а) $F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$; б) $F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \alpha}$; в) $F = F_1 + F_2$</p> <p>2 Как определяется модуль равнодействующей плоской системы сходящихся сил?</p> <p>а) $F_\Sigma = \sqrt{(\sum X_i)^2 + (\sum Y_i)^2}$; б) $F_\Sigma = \sum X_i + \sum Y_i$; в) $F_\Sigma = \sqrt{(\sum X_i)^2 + (\sum Y_i)^2}$</p> <p>3 Сформулируйте аналитическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил.</p> <p>а) $F_\Sigma = \max$; б) $F_\Sigma = 0$; в) $F_\Sigma = \infty$</p> <p>4 Укажите уравнения равновесия для произвольной пространственной системы сил?</p> <p>а) $\sum \pm F_{ix} = \pm F_{1x} \pm F_{2x} \dots = 0, \sum \pm F_{iy} = \pm F_{1y} \pm F_{2y} \dots = 0,$</p> <p>б) $\sum \pm F_{ix} = \pm F_{1x} \pm F_{2x} \dots \neq 0, \sum \pm F_{iy} = \pm F_{1y} \pm F_{2y} \dots \neq 0$</p> <p>в) $\sum \pm F_{ix} = \pm F_{1x} \pm F_{2x} \dots = 0, \sum \pm F_{iy} = \pm F_{1y} \pm F_{2y} \dots \neq 0,$</p> <p>5 Сущность правила выбора знака для проекции силы в уравнениях равновесия:</p> <p>а) Знак «+», если вектор силы образует острый угол с отрицательным направлением оси; знак «-» то же с положительным направлением</p> <p>б) Знак «+», если вектор силы образует острый угол с положительным направлением оси; знак «-» то же с отрицательным направлением</p>	<p>1 б</p> <p>2 в</p> <p>3 б</p> <p>4 а</p> <p>5 б</p>

<p>в) Знак «+», если вектор силы образует угол с отрицательным направлением оси менее 90°; знак «-» то же с положительным направлением</p>	
<p>Тема 1.5 Система двух сил</p> <p>1 Что такое пара сил?</p> <p>а) Равнодействующая двух параллельных сил</p> <p>б) Две непараллельные силы, линии действий которых пересекаются в одной точке</p> <p>в) Система двух равных по модулю и противоположных по направлению параллельных сил</p> <p>2 Какое действие оказывает пара сил на тело?</p> <p>а) Вызывает сопротивление перемещению частиц тела</p> <p>б) Имеет уравнивающую силу и поэтому тело находится в равновесии</p> <p>в) Не имеет равнодействующей силы и, будучи приложенной к телу, стремится его вращать</p> <p>3 Формула момента пары сил?</p> <p>а) $M = \pm Fa$; б) $M = \pm F \cdot 0,5a$; в) $M = \pm F/a$</p> <p>4 По какой формуле определяется момент силы относительно некоторой точки «О»?</p> <p>а) $M_O(F) = \pm F/h$; б) $M = Fh$; в) $M_O(F) = \pm Fh$</p> <p>5 Правило рычага первого рода для силы F_1 с плечом l_1 и F_2 с плечом l_2 :</p> <p>а) $F_1 / F_2 = l_1 / l_2$; б) $F_1 / F_2 = l_2 / l_1$; в) $F_2 / F_1 = l_2 / l_1$</p>	<p>1 в</p> <p>2 в</p> <p>3 а</p> <p>4 в</p> <p>5 б</p>
<p>Тема 1.6 Плоская система произвольно расположенных сил</p> <p>1 Что будет образовано, если все силы, составляющие плоскую произвольную систему, привести к одному центру:</p> <p>а) главный вектор; б) равнодействующая; в) Уравнивающую</p> <p>2 Какую теорему следует применять для нахождения главного момента плоской произвольной системы сил при приведении всех сил к одному центру:</p> <p>а) Теоремы Вариньона; б) теорема Пуансо, в) теорему о трех непараллельных силах</p> <p>Укажите верную запись условия равновесия произвольной плоской системы сил</p> <p>а) $F_{ГЛ} = 0, M_{ГЛ} = 0$; б) $F_{ГЛ} = 0, M_{ГЛ} \neq 0$; в) $F_{ГЛ} \neq 0, M_{ГЛ} \neq 0$</p> <p>3 Какая из формулировок уравнений равновесия произвольной плоской системы сил указана не верно</p> <p>а) необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы проекций всех сил на ось X и Y были равны нулю ($\sum F_{iX} = 0, \sum F_{iY} = 0$)</p> <p>б) необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы проекций всех сил на ось X и Y и моментов сил и пар были равны нулю ($\sum F_{iX} = 0, \sum F_{iY} = 0, \sum M_A(F_i) + \sum M = 0$)</p> <p>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 ($\sum M_B(F_i) + \sum M = 0, \sum M_A(F_i) + \sum M = 0, \sum F_{iY} = 0$)</p> <p>4 Двое рабочих несут шест длиной 4м и весом 100Н, опирающийся концами на их плечи. К шесту подвешен груз в 400Н на расстоянии 1м от одного из концов. Какую силу давления на плечо испытывает каждый рабочий?</p> <p>а) $R_1 = (400Н \cdot 2м - 100Н \cdot 1м) / 4м = 175 Н, R_2 = 400 + 100 - R_1 = 325Н$</p> <p>б) $R_1 = (400Н \cdot 2м + 100Н \cdot 1м) / 4м = 225 Н, R_2 = 400 + 100 - R_1 = 275Н$</p> <p>в) $R_1 = (100Н \cdot 2м + 400Н \cdot 1м) / 4м = 150 Н, R_2 = 400 + 100 - R_1 = 350Н;$</p> <p>5 К концам невесомого рычага приложены силы первая 24Н и вторая 27Н. Длина рычага 17см. Укажите правильное решение задачи нахождения плеч рычага.</p> <p>а) плечо первой силы $l_1 = 27Н \cdot 17см / (24Н + 27Н) = 9см,$ плечо второй силы $l_2 = 24Н \cdot 17см / (24Н + 27Н) = 8см$</p> <p>б) плечо первой силы $l_1 = 24Н \cdot 17см / 27Н = 15,1см;$ плечо второй силы $l_2 = 27Н \cdot 17см / 24Н = 19,1см;$</p> <p>в) плечо первой силы $l_1 = 27Н \cdot 17см / 24 = 19,1 см,$ плечо второй силы $l_2 = 24Н \cdot 17см / 27 = 15,1 см$</p>	<p>1 а</p> <p>2 б</p> <p>3 а</p> <p>4 в</p> <p>5 а</p>
<p>Тема 1.7 Трение</p>	<p>1 б</p>

<p>1 От чего зависит полная реакция R шероховатой поверхности? а) только от нормальной реакции N б) от нормальной реакции N и силы трения покоя $F_{тр}$ в) только от силы трения покоя $F_{тр}$</p> <p>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 $\bar{F}_{max} = f \cdot \bar{N}$</p> <p>3 Коэффициент трения покоя определяют по формуле а) $\alpha = \arctg(N/F_{тр})$; б) $\alpha = \arctg(F_{тр}/N)$; в) $\alpha = \arctg(F_{тр} \cdot N)$</p> <p>4 Что называют трением качения? а) сопротивление, возникающее как при перекачивании, так и при скольжении одного тела по поверхности другого; б) сопротивление, возникающее при скольжении одного тела по поверхности другого; в) сопротивление, возникающее при перекачивании одного тела по поверхности другого.</p> <p>5 Момент трения равен а) $M_{тр} = k \cdot F_{тр}$; б) $M_{тр} = k \cdot N$; в) $M_{тр} = f \cdot N$</p> <p>6 В каких единицах измеряется коэффициент трения качения? а) метр; б) ньютон; в) безразмерный</p> <p>7 Условие перекачивания колеса по шероховатой поверхности а) $(k/r) < f$ (коэффициент трения качения k меньше радиуса цилиндра r) б) $(k/r) \geq f$ (коэффициент трения качения k больше радиуса цилиндра r) в) $(k/f) > r$</p> <p>8 Для цилиндров радиусом r из твердых материалов коэффициент трения качения равен а) $k = r \cdot \tg(\alpha)$; б) $k = r \cdot \tg(f)$; в) $k = \alpha \cdot \tg(r)$</p>	<p>2 а 3 б 4 в 5 б 6 а 7 а 8 а</p>
<p>Тема 1.8 Пространственная система сил</p> <p>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) $\sum F_{ix} = 0, \sum F_{iy} = 0, \sum F_{iz} = 0$</p> <p>2 Как определяется момент силы относительно оси? а) $M_y(F) = M_0(F_n) = \pm F_n h$; б) $M_y(F) = Fh$; в) $M_y(F) = M_0(F) = F/h$</p> <p>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.</p> <p>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) $\sum M_X(F_i) = 0, \sum M_Y(F_i) = 0, \sum M_Z(F_i) = 0$</p> <p>5 Укажите правильную запись уравнения равновесия – суммы моментов сил относительно оси u, 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) $\sum M_Y(F_i) = M_Y(X_A) + M_Y(2F) + M_Y(X_B) = (-X_A \cdot 5a) + (-2F \cdot 3a) + (\pm X_B \cdot 0) = 0$ в) $\sum M_X(F_i) = M_X(Y_A) + M_X(Y_B) + M_X(F) = (\pm Y_A \cdot 0) + (-Y_B \cdot 5a) + (-F \cdot 7a) = 0$</p>	<p>1 в 2 а 3 б 4 а 5 а</p>



Тема 1.9 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 $-S_2$?

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

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

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

Раздел 2 Кинематика

Тема 2.1 Основные понятия 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 Одна морская 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 ...

- 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 .

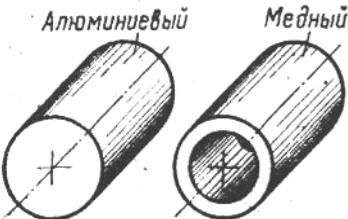
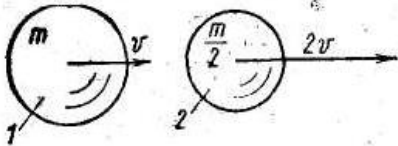
5) Центростремительное ускорение $a_n = v^2/r$...

- 1 б
- 2 в
- 3 а
- 4 в
- 5 а

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

<p>а) меняет вектор скорости по направлению б) меняет вектор скорости по величине в) не влияет на вектор скорости</p> <p>6) При равнозамедленном движении путь S, пройденный точкой за время t определяют по уравнению а) $s = v \cdot t$; б) $s = v_0 \cdot t + a_t \cdot t^2 / 2$; в) $s = v_0 \cdot t - a_t \cdot t^2 / 2$</p> <p>7) При неравномерном движении справедливо равенство а) $s = v' = a_t \cdot t$; б) $v = a_t \cdot t = s$; в) $a_t = v' = s$</p> <p>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 $a_n \neq 0$</p>	
<p>Тема 2.2 Простейшие движения твердого тела</p> <p>1 Решаются две задачи</p> <p>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</p> <p>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)</p> <p>3 Передаточное число механической передачи, состоящей из двух колес, вращающихся с угловыми скоростями ω_1 и ω_2, определяется по уравнению а) $u = \omega_2 / \omega_1$; б) $u = \omega_1 / \omega_2$; в) $u = \omega_2 \cdot \omega_1$;</p> <p>4 Передаточное число механической передачи состоящей из двух вращающихся колес с диаметрами d_1 и d_2 и 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) $u = d_1 / d_2 = z_1 / z_2$</p> <p>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) $u_{\text{общ}} = u_1 + u_2$</p>	<p>1 б) 2 а) нет, б) да, в) да, г) нет 3 б 4 а 5 а</p>
Раздел 3 Динамика	
<p>Тема 3.1 Основные понятия</p> <p>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.</p> <p>2 Какова зависимость между силой тяжести тела G и его массой m? А) $m = Gg$; б) $m = G/g$; в) $m = g/G$</p> <p>3 Массой материальной точки называют ? а) Равнодействующая сил приложенных к точке б) Величина, характеризующая быстроту совершения работы в) Меру инертности материальной точки</p> <p>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</p>	<p>1 а 2 б 3 в 4 а 5 б 6 б</p>

<p>5 Мяч, спокойно лежавший на столе вагона при равнопеременном движении поезда, покотился по направлению движения поезда. Какое изменение произошло в движении поезда?</p> <p>а) Ускорился; б) Притормозил; в) Повернул влево; г) Повернул вправо</p> <p>6 Говорят, что молоток можно насадить на рукоятку, если рукоятку ударить о твердую поверхность. Верно ли это утверждение?</p> <p>а) Нет, так насадить молоток на рукоятку невозможно ;</p> <p>б) Да, это очень хороший способ</p> <p>в) Нет, нужен еще один молоток</p>	
<p>Тема 3.2 Работа и мощность</p> <p>1 Укажите формулу полезной мощности при поступательном движении тела</p> <p>а) $P = T \cdot \omega$; б) $P = F \cdot v$; в) $P = F \cdot S$</p> <p>2 Как определяется работа постоянной силы на прямолинейном участке пути</p> <p>а) $A = F/S$; б) $A = F \cdot V$; в) $A = F \cdot S \cdot \cos(\alpha)$</p> <p>3 Какими единицами измеряется работа в международной системе (СИ) и в технической системе (МКГСС) ?</p> <p>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)</p> <p>4 Если на тело действуют несколько сил, то каким образом можно найти их общую работу?</p> <p>а) $A = F_1 \cdot F_2 \cdot S$; б) $A = (F_1 + F_2) \cdot S$ в) $A = (F_1 + F_2)/S$</p> <p>5 Тело движется под действием уравновешенной системы сил F_1 и F_2. Чему равна работа этих сил?</p> <p>а) $A = (F_1 - F_2) \cdot S = 0$; б) $A = (F_1 + F_2) \cdot S \neq 0$ в) $A = (F_1 - F_2) \cdot S \neq 0$</p> <p>6 Вагонетка весом $G = 5$ кН катится равномерно по горизонтальным рельсам и проходит расстояние $S = 2$ м. Чему равна работа силы тяжести?</p> <p>а) $A = G \cdot S = 5 \cdot 2 = 10$ Дж; б) $A = G/S = 5/2 = 2,5$ Дж; в) $A = G \cdot h = 5 \cdot 0 = 0$</p> <p>7 Что такое мощность и в каких единицах она измеряется в Международной системе (СИ) и в Технической (МКГСС)?</p> <p>а) количество времени t, затраченное в единицу работы A, измеряют в Вт (ваттах) и л.с. (лошадиных силах);</p> <p>б) количество работы A, затраченное в единицу времени t, измеряют в Вт (ваттах) и л.с. (лошадиных силах);</p> <p>в) количество работы A, затраченное в единицу времени t, измеряют в Дж (джоулях) и Н (ньютонках).</p> <p>8 Который из двух двигателей мощней: двигатель мощностью в 8,5 кВт или 11 л. с.?</p> <p>а) 1 л.с.=0,736 кВт, поэтому первый мощнее второго</p> <p>б) 1 л.с.=1,36 кВт, поэтому второй мощнее первого</p> <p>в) 1 л.с.=1 кВт, поэтому первый мощнее второго</p> <p>9 Что такое механический коэффициент полезного действия?</p> <p>а) Отношение общей работы к полезной $\eta = A/A^П$;</p> <p>б) Отношение полезной работы к общей $\eta = A^П/A$;</p> <p>в) Отношение работы потерь к общей $\eta = A^П/A$.</p> <p>10 Что такое вращающий момент T?</p> <p>а) произведение окружной F_t силы на радиус окружности R ($T = F_t \cdot R$)</p> <p>б) отношение окружной F_t силы к радиусу окружности R ($T = F_t/R$);</p> <p>в) сумма окружной F_t силы и радиуса окружности R ($T = F_t + R$).</p> <p>11 Как вычисляется мощность при вращательном движении тела?</p> <p>а) $P = T \cdot \omega$; б) $P = T/\omega$; в) $P = T + \omega$</p> <p>12 Что произойдет с вращающим моментом, если при неизменной мощности угловую скорость уменьшить, в пять раз?</p> <p>а) Уменьшиться в 5 раз ;</p> <p>б) Увеличиться в 5 раз;</p> <p>в) ничего не произойдет.</p>	<p>1 б</p> <p>2 в</p> <p>3 а</p> <p>4 б</p> <p>5 а</p> <p>6 в</p> <p>7 б</p> <p>8 а</p> <p>9 б</p> <p>10 а</p> <p>11 а</p> <p>12 б</p>

<p>Тема 3.3 Общие теоремы динамики</p> <p>1 какова единица измерения импульса силы в Международной системе (СИ)? а) Н·с; б) Н·м в) Н·м/с</p> <p>2 в каких единицах измеряется количество движения в Международной системе (СИ)? а) Н·м/с; б) кг·м в) кг·м/с</p> <p>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) $mv-mv_0=(\pm F_1\pm F_2\pm\dots)/t$</p> <p>4 какова единица измерения кинетической энергии материальной точки в Международной системе (СИ) ? а) Н·с; б) Дж в) Н·м/с</p> <p>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</p> <p>6 Напишите уравнение, выражающее основной закон динамики поступательно движущегося тела. а) $m/a=\pm F_1\pm F_2\pm\dots$; б) $I\cdot\varepsilon=\pm T_1\pm T_2\pm\dots$; в) $m\cdot a=\pm F_1\pm F_2\pm\dots$</p> <p>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) $I/\varepsilon=\pm T_1\pm T_2\pm\dots$</p> <p>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) $I=m\cdot R^2\cdot 0,25$</p> <p>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)?</p>  <p>а) у алюминиевого ; б) у медного ; в) одинаков у обоих</p> <p>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) $E_k=m\cdot g\cdot h$</p> <p>11 Одинаковы ли величины кинетических энергий шариков на рисунке?</p>  <p>а) Одинаковы $E_k=m\cdot v^2/2$; б) Не одинаковы $E_{k1} > E_{k2}$; в) Не одинаковы $E_{k1} < E_{k2}$</p>	<p>1 а</p> <p>2 в</p> <p>3 б</p> <p>4 б</p> <p>5 в</p> <p>6 в</p> <p>7 а</p> <p>8 б</p> <p>9 б</p> <p>10 б</p> <p>11 в</p>
<p>Раздел 4. Сопротивление материалов</p>	
<p>Тема 4.1 Основные положения сопротивления материалов</p> <p>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</p> <p>2 Допущения, принимаемые в сопротивлении материалов а) принцип начальных размеров, линейности деформаций, суперпозиции;</p>	<p>1 в</p> <p>2 а</p> <p>3 б</p> <p>4 а</p> <p>5 в</p> <p>6 б</p>

<p>б) учет конечных размеров, нелинейности деформаций, взаимозависимости сил; в) принцип неоднородности, несплошности и неодинаковости механических свойств материала</p> <p>3 Что называется прочностью, жесткостью и устойчивостью детали?</p> <p>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 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>Тема 4.2 Внутренние силовые факторы</p> <p>1 Что такое внутренние силовые факторы и сколько их может возникнуть в поперечном сечений 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 σ напряжений?</p> <p>а) продольная сила N_z и поперечная сила Q_z б) продольная сила N_z и изгибающий момент M_x или M_y в) изгибающий момент M_x или M_y и крутящий момент M_z</p> <p>5 С какими внутренними силовыми факторами связано возникновение в поперечном сечении бруса касательных напряжений τ?</p> <p>а) продольная сила N_z и поперечная сила Q_z б) поперечная сила Q_y или Q_x и крутящий момент M_z</p>	<p>1 б 2 в 3 б 4 б 5 б</p>

в) изгибающий момент M_x или M_y и крутящий момент M_z	
Тема 4.3 Растяжение (сжатие)	1 а
1 Как нужно нагрузить прямой брус, чтобы он работал только на растяжение (сжатие)?	2 а
А) приложить к брусу силы, направленные вдоль его продольной оси	3 б
Б) приложить к брусу силы, направленные перпендикулярно его продольной оси	4 б
В) приложить к поперечному сечению бруса две равные, противоположно направленные и не лежащие на одной прямой параллельные силы	5 в
2 Чему равна продольная деформации бруса при растяжении (сжатии)?	6 а
А) отношению абсолютного изменения длины бруса Δl к его первоначальной длине l_0	7 б
Б) отношению коэффициента Пуассона μ к поперечной деформации ε'	8 б
В) отношению абсолютного изменения размеров поперечного сечения Δa к первоначальному размеру a_0	9 б
3 Что такое внутренние силовые факторы?	10 в
А) Это внутренние силы упругости, возникающие в продольном сечении бруса, которые должны быть определены до применения к брусу метода сечений (РОЗУ)	
Б) Это внутренние силы упругости, 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	
4 Каков физический смысл модуля продольной упругости E ?	
А) характеризует прочность данного материала	
Б) характеризует жесткость данного материала при упругой деформации	
В) характеризует твердость данного материала	
5 На основании какой формулы определяют удлинение (укорочение) участка бруса?	
А) на основании формулы допускаемого коэффициента запаса прочности $[n]=\sigma_{пред}/[\sigma]$	
Б) на основании формулы напряжения $\sigma=N_z/A$	
В) на основании формулы напряжения $\sigma=E\cdot\varepsilon$	
6 Какое напряжение является предельным для хрупких материалов?	
А) предел прочности	
Б) условный предел текучести	
В) предел пропорциональности	
7 Что такое фактический коэффициент запаса прочности n ?	
А) отношение предельного напряжения к наименьшему расчетному	
Б) отношение предельного напряжения к наибольшему расчетному	
В) отношение наибольшего расчетного к предельному	
8 Как записывается условие прочности бруса при растяжении для расчетного напряжения σ ?	
А) $\sigma > [\sigma]$; Б) $\sigma \leq [\sigma]$; В) $\sigma \leq \sigma_{пред}$	
9 Укажите правильную запись проектного расчета бруса при растяжении (сжатии)	
А) $A \leq N_z/[\sigma]$; Б) $A \geq N_z/[\sigma]$; В) $F \geq A \cdot [\sigma]$	
10 Что называют эпюрой продольных сил?	
А) График, показывающий последовательность приложения активных сил по длине балки	
Б) График, показывающий характер изменения величины продольной силы по высоте поперечного сечения балки	
В) График, показывающий характер изменения величины продольной силы по длине балки	
Тема 4.4 Сдвиг. Практические расчеты на срез и смятие	1 Б
1 При деформации сдвига внутренним силовым фактором является:	2 В
А) продольная сила; Б) поперечная сила; В) сдвигающий момент	3 А
2 При деформации сдвига продольные слои бруса:	4 А

А) винтообразно скручиваются ; Б) удлиняются; В) смещаются в плоскости поперечного сечения балки	5	Б
3 Нагруженность материала при сдвиге определяется:	6	В
А) касательным напряжением τ ; Б) нормальным напряжением σ ; В) касательным τ и нормальным σ напряжениями	7	Б
А) касательным напряжением τ ; Б) нормальным напряжением σ ; В) касательным τ и нормальным σ напряжениями	8	В
4 Укажите правильные единицы измерения величин τ , Q_y и A в формуле $\tau = \frac{Q_y}{A}$:	9	А
А) $\tau - [МПа]$, $Q_y - [Н]$, $A - [мм^2]$; Б) $\tau - [МПа]$, $Q_y - [кН]$, $A - [см^2]$; В) $\tau - [Па]$, $Q_y - [Н]$, $A - [мм^2]$	10	Б
5 Расчетное касательное напряжения вычисляют по формуле:	11	А
А) $\sigma = \varepsilon \cdot E$; Б) $\tau = \frac{Q_y}{A}$; В) $\tau = \gamma \cdot G$	12	А
6 Укажите правильную запись закона Гука при сдвиге:	13	В
А) $\sigma = \varepsilon \cdot E$; Б) $\tau = \frac{Q_y}{A}$; В) $\tau = \gamma \cdot G$	14	А
7 Величину G в формуле Гука для деформации сдвига называют:	15	В
А) модуль упругости первого рода; Б) модуль упругости второго рода; В) модуль упругости третьего рода	16	А
8 Результатом разрушения при сдвиге является:	17	А
А) срез и растяжение; Б) растяжение и смятие; В) срез и смятие	18	Б
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 4.5 Геометрические характеристики плоских сечений	1	в
1 Укажите правильные единицы измерения ГХС:	2	а
а) $A - [длина^2]$, $S - [длина^2]$, $I - [длина^3]$, $W - [длина^3]$;	3	в

б) A – [длина ²], S – [длина ³], I – [длина ³], W – [длина ³];	4	а
в) A – [длина ²], S – [длина ³], I – [длина ⁴], W – [длина ³];	5	а
2 Укажите правильное название ГХС:	6	в
а) A – площадь, S – статический момент сечения, I – момент инерции, W – момент сопротивления;	7	б
б) A – площадь, S – статический момент сечения, I – момент сопротивления, W – момент инерции;	8	а
в) A – статический момент сечения, S – площадь, I – момент сопротивления, W – момент инерции;	9	в
3 Что характеризует величина I :	10	б
а) сопротивляемость площади поперечного сечения балки наибольшему механическому напряжению;	11	б
б) сопротивляемость площади поперечного сечения балки повороту вокруг оси;	12	б
в) геометрическую «массу» поперечного сечения при изгибе или кручении балки	13	а
4 Что характеризует величина W :	14	а
а) сопротивляемость площади поперечного сечения балки наибольшему механическому напряжению;	15	а
б) сопротивляемость площади поперечного сечения балки повороту вокруг оси;	16	б
в) геометрическую «массу» поперечного сечения при изгибе или кручении балки	17	в
5 Как записывается связь между осевыми (I_X и I_Y) и полярным (I_P) моментами инерции:	18	б
а) $I_X + I_Y = I_P$ б) $I_X \cdot I_Y = I_P$ в) $I_X - I_Y = I_P$		
6 Какие из формул записаны верно:		
а) $S_X + S_Y = S_P$ б) $W_X + W_Y = W_P$ в) $I_X + I_Y = I_P$		
7 Момент инерции относительно нецентральной и центральной оси связаны между собой так:		
а) $I_{нецент} = I_{цент} - l^2 \cdot A$ б) $I_{нецент} = I_{цент} + l^2 \cdot A$ в) $I_{нецент} = I_{цент} + l \cdot A^2$		
8 Для многофигурного сечения, состоящего из трех простых, момент инерции равен:		
а) $I_{нецент} = I_{нецент}^I + I_{нецент}^{II} + I_{нецент}^{III}$; б) $I_{нецент} = I_{нецент}^I \cdot I_{нецент}^{II} \cdot I_{нецент}^{III}$; в)		
$I_{нецент} = \frac{I_{нецент}^I + I_{нецент}^{II} + I_{нецент}^{III}}{I_{нецент}^I \cdot I_{нецент}^{II} \cdot I_{нецент}^{III}}$;		
9 Какая из формул для определения момента сопротивления справедлива:		
а) $W = \frac{S}{l_{max}}$; б) $W = I \cdot l_{max}$; в) $W = \frac{I}{l_{max}}$		
10 Когда ось называют центральной:		
а) когда она расположена ближе к центру тяжести площади сечения;		
б) когда она проходит через центр тяжести площади сечения;		
в) когда она расположена вне площади сечения		
11 Когда ось многофигурной площади называют главной:		
а) когда она проходит через центр тяжести хотя бы одной простой фигуры;		
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 $I_Y = I_{min}$);		
в) когда она проходит через центры тяжести всех простых фигур		
12 Величины I_P и W_P называют:		
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;		

<p>в) центробежный момент инерции и момент сопротивления; 14 Осевой момент инерции для площади круга относительно любой центральной оси равен:</p> <p>а) $I_x = I_y = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$; б) $I_x = I_y = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$; в) $I_x = I_y = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$</p> <p>15 Чему равны осевые моменты инерции для двутавра с размерами полки b и высотой h для главных осей (осей симметрии):</p> <p>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 $I_y = \frac{h \cdot b^2}{6}$</p> <p>16 Чему равны моменты инерции для площади прямоугольной формы шириной b и высотой h для главных осей (осей симметрии):</p> <p>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 $I_y = \frac{h \cdot b^2}{6}$</p> <p>17 Чему равны моменты сопротивления для площади прямоугольной формы шириной b и высотой h для главных осей (осей симметрии):</p> <p>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 $W_y = \frac{h \cdot b^2}{6}$</p> <p>18 Чему равен полярный момент сопротивления для площади круга диаметром d для главных осей (осей симметрии):</p> <p>а) W_p берут из справочных таблиц; б) $W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$; в) $W_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$</p>	
<p>Тема 4.6 Кручение</p> <p>1 Какой величиной характеризуется величина деформации сдвига? а) ε; б) γ; в) φ</p> <p>2 Как определяются напряжения в поперечном сечении бруса при чистом сдвиге? а) $\tau = \gamma \cdot G$; б) $\sigma = \varepsilon \cdot E$; в) $\tau = Q/A$</p> <p>3 Укажите закон Гука для сдвига. а) $\tau = \gamma \cdot G$; б) $\sigma = \varepsilon \cdot E$; в) $\tau = Q/A$</p> <p>4 Каков физический смысл модуля сдвига G? а) Характеризует сопротивляемость материала деформации при сдвиге б) Характеризует прочность материала при сдвиге в) Характеризует выносливость материала при сдвиге</p> <p>5 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</p> <p>6 Каким образом определить в любом поперечном сечении бруса величину крутящего момента? а) $M_z = \sum \pm T_i$; б) $M_z = \sum \pm F_i \cdot l_i$; в) $M_z = \sum \pm F_i$</p> <p>7 Сформулируйте правило знаков при определении величины крутящего момента. а) «+»-если вращающий момент направлен против часовой стрелки. «-» - в ином случае б) «+»-если вращающий момент направлен по часовой стрелки. «-» - в ином случае</p> <p>8 В какой точке поперечного сечения бруса при кручении касательные напряжения</p>	<p>1 б 2 в 3 а 4 а 5 в 6 а 7 б 8 а 9 в 10 в 11 а 12 б 13 а 14 б 15 в 16 а 17 а 18 б 19 а 20 б</p>

<p>максимальны?</p> <p>а) в точках, наиболее отдаленных от центра тяжести поперечного сечения б) в точках, наиболее приближенных к центру тяжести в) в центре тяжести поперечного сечения</p> <p>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</p> <p>10 Какой величиной характеризуется деформация при кручении? а) ε; б) γ; в) φ</p> <p>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) $\dots = M_z \cdot l / (W_p)$</p> <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) $\dots = M_z \cdot l / (W_p)$</p> <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</p> <p>14 По какой формулам определяется полярный момент инерции круга ? а) $I_p = \pi \cdot d^4 / 16$; б) $I_p = \pi \cdot d^4 / 32$; в) $I_p = \pi \cdot d^4 / 16$</p> <p>15 Что такое полярный момент сопротивления? 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</p> <p>16 Как определяется полярный момент сопротивления для круга? а) $W_p = \pi \cdot d^3 / 16$; б) $W_p = \pi \cdot d^3 / 32$; в) $W_p = \pi \cdot d^3 / 16$</p> <p>17 По какой формуле определяется наибольшее касательное напряжение? а) $\tau_{\max} = M_z \cdot l / (W_p)$; б) $\tau_{\max} = M_z \cdot l / (G \cdot I_p)$; в) $\tau_{\max} = M_z \cdot l / (I_p)$</p> <p>18 Запишите математическое выражение условия жесткости при кручении. а) $\tau_{\max} \leq [\tau]$; б) $\varphi_0 \leq [\varphi_0]$; в) $\varphi_0 \geq [\varphi_0]$</p> <p>19 Запишите математическое выражение условия прочности при кручении? а) $\tau_{\max} \leq [\tau]$; б) $\varphi_0 \leq [\varphi_0]$; в) $\varphi_0 \geq [\varphi_0]$</p> <p>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>		
Тема 4.7 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 τ_{\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 M_x в произвольном сечении балки численно равен алгебраической сумме моментов относительно поперечной оси x 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 Q_y и изгибающий момент M_x</p> <p>Г) Они распределяются по линейному закону $\sigma = (M_x / I_x) y$ достигая максимума в точках, наиболее удаленных от нейтральной линии $\sigma_{\max} = (M_x / I_x) y_{\max}$.</p> <p>Д) Поперечная сила в произвольном сечении балки численно равна алгебраической сумме проекций на поперечную ось y 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 b и высотой h $I_x = bh^3 / 12$, $y_{\max} = h / 2$, $W_x = bh^2 / 6$.</p> <p>Для балки круглого сечения диаметром d $I_x = \pi d^4 / 64$, $y_{\max} = d / 2$, $W_x = \pi d^3 / 32 \approx 0,1d^3$</p> <p>З) Величина, равная отношению осевого момента инерции к расстоянию наиболее удаленных точек сечения от нейтральной линии: $W_x = I_x / y_{\max}$</p> <p>Осевой момент сопротивления измеряется в см^3 или мм^3.</p> <p>И) Брус, внешне нагруженный изгибающими моментами и силами, перпендикулярными его продольной оси.</p>	

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

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

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

$$\tau_{\max} = \frac{3Q}{2A}$$

Ф) Для обеспечения прочности балки необходимо, чтобы наибольшие растягивающие и наибольшие сжимающие напряжения в опасном сечении не превосходили соответствующих допускаемых напряжений, т.е.

$\begin{cases} \sigma_{\max} = M_{\max} / W_p \leq [\sigma_p], \\ \sigma_{\min} = M_{\max} / W_c \leq [\sigma_c], \end{cases}$ <p>где $W_p = I_x / h_1$ и $W_c = I_x / h_2$ - моменты сопротивления растянутого и сжатого волокон; h_1 - расстояние до наиболее удаленного от нейтральной оси растянутого волокна; h_2 - 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"> • первый вид задач – проверочный по условию $\sigma_{\max} = \frac{M_{x \max}}{W_x} \leq [\sigma]$ <ul style="list-style-type: none"> • второй вид задач – проектный по условию $W_x = \frac{M_{x(\max)}}{[\sigma]} \leq W_{\text{ТАБЛ}}$ <ul style="list-style-type: none"> • третий вид задач – определение допускаемого момента $[M]$ или нагрузки $[F]$ из формулы $[M] = [F] \cdot l \leq W_x \cdot [\sigma]$ <p>Ч) Наибольший изгибающий момент M_{\max}, наибольший прогиб V и угол поворота Θ 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 4.8 Гипотезы прочности</p> <p>Вопросы теста</p> <ol style="list-style-type: none"> 1 Какие существуют типы предельных состояний материала? 2 Что такое гипотеза прочности? 3 Какие Вам известны классические гипотезы разрушения? 4 Какие Вам известны классические гипотезы пластичности? 5 Что такое эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}}$? <p>Варианты ответов на вопросы</p> <p>А) Это гипотезы наибольших нормальных напряжений σ_{\max} (Г.Галилей) и наибольших линейных деформаций ϵ_{\max} (Мариотт, 1684 г.)</p> <p>Б) К ним относятся гипотезы наибольших касательных напряжений τ_{\max} (Кулон, 1773 г.) и удельной потенциальной энергии формоизменения u_{ϕ} (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</p> <p>2 Д</p> <p>3 А</p> <p>4 Б</p> <p>5 Г</p>
<p>Тема 4.9 Устойчивость сжатых стержней</p> <p>Вопросы</p> <ol style="list-style-type: none"> 1 Какая форма равновесия конструкции называется устойчивой? Что такое критическая нагрузка? 2 Что такое продольный изгиб 3 Как определяется критическая сила? 4 Что такое гибкость стержня? 5 Что такое первая и вторая предельные гибкости? 	<p>1 А</p> <p>2 Б</p> <p>3 В</p> <p>4 Г</p> <p>5 Д</p> <p>6 Е</p> <p>7 Ж</p> <p>8 З</p>

6 Как классифицируются стержни по их гибкости?

7 При каких напряжениях теряют устойчивость стержни большой гибкости? По какой формуле определяется для них критическая сила?

8 При каких напряжениях теряют устойчивость стержни средней гибкости? По какой формуле определяется для них критическая сила?

9 Можно ли пользоваться формулой Эйлера за пределом пропорциональности материала?

10 Как записывается условие устойчивости сжатого стержня и какие задачи оно позволяет решать?

11 Каков физический смысл коэффициента продольного изгиба μ ?

Ответы

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

Б) Изгиб стержня, связанный с потерей устойчивости прямолинейной формы его равновесия.

В) При потере устойчивости в упругой стадии работы материала критическая сила определяется по формуле Эйлера

$$F_{крЭ} = \pi^2 EI_{\min} / (\mu l)^2$$

При потере устойчивости за пределом пропорциональности материала критическая сила определяется по эмпирической формуле Тетмайера – Ясинского

$$F_{крЯ} = A(a - b\lambda + c\lambda^2).$$

Г) Гибкостью называется величина, равная

$$\lambda = \mu l / i_{\min},$$

где $i_{\min} = \sqrt{I_{\min} / A}$ - минимальный радиус инерции поперечного сечения; l - длина стержня, μ - коэффициент приведения, зависящий от условия закрепления концов стержня

Д) Первая предельная гибкость устанавливает предел применимости формулы Эйлера и определяется из условия

$$\sigma_{крЭ} = \pi^2 E / \lambda_1^2 = \sigma_{\text{упр}}, \text{ откуда } \lambda_1 = \sqrt{\pi^2 E / \sigma_{\text{упр}}}.$$

Вторая предельная гибкость λ_2 устанавливает предел применимости формулы Тетмайера - Ясинского и определяется из условия

$$\sigma_{крЯ} = a - b\lambda_2 + c\lambda_2^2 = \sigma_{\text{пред}},$$

где $\sigma_{\text{пред}}$ - предельное для данного материала напряжение, равное пределу прочности $\sigma_{\text{упр}}$ для хрупких материалов или пределу текучести σ_s для пластичных материалов.

Е) В зависимости от гибкости различают стержни.

И) большой гибкости, для которых $\lambda \geq \lambda_1$

II) средней гибкости, для которых $\lambda_2 \leq \lambda \leq \lambda_1$;

III) малой гибкости, для которых $\lambda \leq \lambda_2$.

Ж) Они теряют устойчивость в упругой стадии и критическая сила для них определяется по формуле Эйлера.

З) Они теряют устойчивость за пределом пропорциональности материала и критическая сила для них определяется по эмпирической формуле Тетмайера-Ясинского.

9 И
10 К
11 Л

<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 φ, и в этом смысле является универсальной. Коэффициент запаса устойчивости в этом расчете явно не фигурирует, он включен в величину φ.</p> <p>Л) Если использовать условие устойчивости в форме $F/A \leq \varphi[\sigma_c] = [\sigma_y]$ то смысл коэффициента φ совершенно ясен: он указывает, какую долю основного допускаемого напряжения на сжатие $[\sigma_c]$ составляет допускаемое напряжение на устойчивость $[\sigma_y]$ при различных гибкостях, так как φ зависит от материала и гибкости стержня. Поэтому его также называют коэффициентом уменьшения основного допускаемого напряжения.</p>	
Раздел 5 Детали машин	
<p>Тема 5.1 Основные понятия курса «Детали машин»</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>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</p>	<p>1 б</p> <p>2 в</p> <p>3 в</p> <p>4 а</p> <p>5 б</p> <p>6 а</p> <p>7 в</p> <p>8 б</p>

<p>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 5.2 Зубчатые передачи</p> <p>1 Что показывает модуль зубьев</p> <p>а) отношение числа π к шагу зубьев p_t</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 h_a и ножки h_f зуба</p> <p>а) $h_a = 1,25 \cdot m$, $h_f = 1 \cdot m$</p> <p>б) $h_a = 1,25 \cdot m$, $h_f = 1,25 \cdot m$</p> <p>в) $h_a = 2,25 \cdot m$, $h_f = 1,25 \cdot m$</p> <p>г) $h_a = 1 \cdot m$, $h_f = 1,25 \cdot m$</p> <p>3 Как правильно перевести значение твердости из шкалы HRC в шкалу HB</p> <p>а) $1 \text{ HRC} \approx 10 \text{ HB}$; б) $100 \text{ HRC} \approx 10 \text{ HB}$; в) $10 \text{ HRC} \approx 1 \text{ HB}$</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>5 В процессе какой термической обработки изделия охлаждают в масле</p> <p>а) нормализация; в) отпуск ; б) закалка</p> <p>6 Какой термической обработке подвергаю зубчатые колеса, изготовленные из углеродистой стали марки 40 ,45, 40X?</p> <p>а) улучшению</p> <p>б) улучшение + закалка токами высокой частоты</p> <p>в) цементация и азотирование</p>	<p>1 б</p> <p>2 г</p> <p>3 а</p> <p>4 а</p> <p>5 б</p> <p>6 а</p> <p>7 в</p> <p>8 г</p> <p>9 а</p> <p>10 в</p>

<p>7 На какой параметр влияет допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_H$</p> <p>а) модуль зубьев; б) передаточное число; в) межосевое расстояние; г) делительный диаметр</p> <p>8 Стандартизированным параметром зубчатых колес является ...</p> <p>а) число зубьев; б) угол наклона зубьев; в) делительный диаметр; г) модуль зацепления; д) шаг зубьев</p> <p>9 Войдут ли в зацепление косозубые колеса, у одного из которых направление зубьев правое, а у другого левое</p> <p>а) войдут; б) не войдут</p> <p>10 Какие диаметры колеса обозначают буквами d_a d_f и d</p> <p>а) d_a – впадин, d_f - выступов, d – делительный б) d_a – делительный, d_f - впадин, d – выступов в) d_a - выступов, d_f - впадин, d – делительный</p>	
<p>Тема 5.3 Червячные передачи</p> <p>1 Назначение червячной передачи</p> <p>а) передача вращательного движения между пересекающимися валами б) передача вращательного движения между скрещивающимися валами в) передача вращательного движения между параллельными валами</p> <p>2 Что является достоинством червячной передачи?</p> <p>а) Возможность самоторможения передачи и низкий КПД б) Большая величина передаточного числа и возможность самоторможения передачи в) Низкий КПД и большая величина передаточного числа</p> <p>3 Величину какого параметра червячной передачи округляют до стандартного числа?</p> <p>а) число зубьев и коэффициент диаметра червяка б) межосевое расстояние и коэффициент диаметра червяка в) делительный диаметр и ширину червяка</p> <p>4 Какой дополнительной термообработке подвергают бронзовые венцы червячных колес?</p> <p>а) нормализация; б) улучшение; в) улучшение + ТВЧ; г) термообработка не предусматривается</p> <p>5 В формуле какого параметра используют допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_H$?</p> <p>а) модуль зубьев; б) передаточное число; в) межосевое расстояние; г) делительный диаметр</p> <p>6 В зависимости от какого параметра определяют число витков червяка?</p> <p>а) модуля зубьев б) передаточного числа червячной передачи в) межосевое расстояние червячной передачи</p> <p>7 Какие диаметры колеса обозначают буквами d_a d_f и d ?</p> <p>а) d_a – впадин, d_f - выступов, d – делительный б) d_a – делительный, d_f - впадин, d – выступов в) d_a – выступов, d_f - впадин, d – делительный</p> <p>8 Какой материал применяют для изготовления червяка ?</p> <p>а) бронзу; б) сталь; в) серый чугун</p> <p>9 По какой формуле определяют передаточное число червячной передачи?</p> <p>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) $u = \frac{n_2}{n_1}$</p> <p>10 Какой термической обработке подвергают червяки, изготовленные из углеродистой стали марки 40, 45, 40Х?</p> <p>а) улучшению б) улучшение + закалка токами высокой частоты в) цементация и азотирование</p>	<p>1 б</p> <p>2 б</p> <p>3 б</p> <p>4 г</p> <p>5 в</p> <p>6 б</p> <p>7 в</p> <p>8 б</p> <p>9 б</p> <p>10 б</p> <p>11 в</p> <p>12 а</p> <p>13 г</p> <p>14 а</p>

<p>11 Какой вид разрушения зуба червячного колеса является наиболее распространенным ?</p> <p>а) поломка зуба б) выкрашивания рабочей поверхности зуба в) износ зуба</p> <p>12 Какой вид разрушения называют выкрашиванием?</p> <p>а) откалывание частиц материала с рабочей поверхности зуба б) приваривание или «смазывание» рабочих поверхностей зубьев друг к другу в) абразивный износ рабочей поверхности зуба</p> <p>13 Для чего необходима величина скорости скольжения v_s?</p> <p>а) для расчета модуля зубьев б) для расчета делительный диаметр в) для расчета межосевое расстояние г) для выбора материала червяка</p> <p>14 Для чего определяют коэффициент смещения зуборезного инструмента x?</p> <p>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</p>	
<p>Тема 5.4 Ременные передачи</p> <p>Тема «Ременные передачи»</p> <p>1 В работе ременной передачи упругое скольжение ремня является:</p> <p>а) достоинством; б) недостатком; в) нормальным явлением</p> <p>2 Ременные передачи преимущественно используют в</p> <p>а) быстроходных ступенях; б) тихоходных ступенях; в) вместо редуктора при больших передаточных числах</p> <p>3 При равных площадях поперечного сечения ремня, в каких сила трения ремня со шкивом меньше: а) плоскоременных; б) клиноременных; в) поликлиноременных</p> <p>4 Долговечность ремня зависит от: а) передаваемой мощности P; б) материала ремня; в) числа пробегов ремня в секунду $[U]$</p> <p>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</p> <p>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</p> <p>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</p> <p>8 Если упругое скольжение отсутствует, это означает: а) передача не перегружена, работает нормально; б) передача работает в холостую; в) передача перегружена</p> <p>9 Коэффициент проскальзывания ε определяют по уравнению:</p> $\varepsilon = \frac{v_{НАБ} - v_{СБ}}{v_{НАБ}} \quad \varepsilon = \frac{v_{СБ} - v_{НАБ}}{v_{СБ}} \quad \varepsilon = \frac{v_{НАБ} - v_{СБ}}{v_{СБ}}$ <p>а) $\frac{v_{НАБ} - v_{СБ}}{v_{НАБ}}$; б) $\frac{v_{СБ} - v_{НАБ}}{v_{СБ}}$; в) $\frac{v_{НАБ} - v_{СБ}}{v_{СБ}}$</p> <p>10 В какой из ременных передач КПД может принимать наибольшее значение, равное $\eta=0,98$: а) плоскоременная; б) клиноременная; в) поликлиноременная</p> <p>11 Разрушение ремня в подавляющем большинстве случаев происходит вследствие:</p> <p>а) истирания рабочей поверхности; б) усталости материала ремня; в) перегрузки ременной передачи</p> <p>12 При частичном буксовании (согласно кривых скольжения): а) КПД η быстро повышается, коэффициент ε стремительно понижается; б) КПД η стремительно понижается, коэффициент ε стремительно повышается; в) КПД η линейно понижается, коэффициент ε линейно повышается.</p> <p>13 Натяжной ролик устанавливают: а) только в реверсивных передачах; б) на ведущей ветви ремня; в) на ведомой ветви ремня.</p> <p>14 Для обеспечения центрирования плоского ремня: а) поверхность шкива делают выпуклой; б) поверхность шкива делают вогнутой; в) поверхность ремня</p>	<p>Ременные передачи</p> <p>и</p> <p>1 в</p> <p>2 а</p> <p>3 а</p> <p>4 в</p> <p>5 б</p> <p>6 а</p> <p>7 б</p> <p>8 б</p> <p>9 б</p> <p>10 в</p> <p>11 б</p> <p>12 б</p> <p>13 в</p> <p>14 а</p>

покрывают вулканизированной тканью.	
Тема 5.5 Цепные передачи	Вариант
Вариант 1	1
1 Долговечность цепи при нормальных условиях эксплуатации составляет:	1 а
а) от 8 до 10 тыс. часов; б) от 10 до 12 тыс. часов; в) от 12 до 15 тыс. часов	2 а
2 Цепная передача является альтернативой механической передачи:	3 в
а) ременной и цилиндрической зубчатой; б) только ременной; в) только цилиндрической зубчатой	4 б
	5 б
3 Наиболее дорогостоящими являются цепи:	6 а
а) втулочные; б) роликовые; в) зубчатые	7 б
4 С какой целью ведомая цепь должна располагаться внизу и провисать:	8 а
а) для создания предварительного натяжения цепи; б) во избежание подхватывания зубьями звездочек; в) для уменьшения нагрузки на валы звездочек	9 в
	10 б
5 При проектном расчете цепной передачи шаг цепи t определяют из условия:	Вариант
а) прочности; б) износостойкости; в) заданного числа пробегов цепи в секунду [U]	2
6 На выбор допускаемого давления в шарнире цепи $[p]$ в наибольшей степени влияет:	1 в
а) частота вращения меньшей звездочки; б) тип цепи; в) шаг цепи	2 а
7 При какой величине вытяжки длины цепи у нее удаляют соответствующее число звеньев:	3 в
а) при вытяжке в длину одного шага; б) при вытяжке в длину двух шагов; в) при вытяжке в длину четыре шага	4 в
	5 б
	6 б
8 Влияет ли передаточное число цепной передачи на выбор минимального числа зубьев ведущей звездочки z_1 :	7 а
а) да; б) нет; в) влияние мало	8 в
	9 а
9 Шарнирное соединение между звеньями образуют:	10 в
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	
Вариант 2	
1 В приводной втулочной цепи отсутствует:	
а) втулка; б) валик; в) ролик	
2 В неотвественных передачах применяют цепи:	
а) втулочные; б) роликовые; в) зубчатые	
3 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	
4 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	
5 Увеличение скорости движения цепи повысит:	
а) нагрузку на валы звездочек; б) натяжение в ведущей ветви; в) окружное усилие в передаче	
6 Формулой $F_0 = k_f \cdot q \cdot a \cdot g$ определяют:	
а) окружное усилие в передаче; б) усилие от провисания цепи; в) нагрузку на валы звездочек	
7 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	
8 По какой причине число зубьев ведомой звездочки z_2 (для приводной роликовой цепи) принимают не бóльшим 120:	
а) значительный рост шума при набегании цепи на звездочку; б) повышенный износ	

<p>шарниров цепи; в) соскакивание цепи со звездочки, когда цепь удлинена на величину менее двух шагов</p> <p>9 Будет ли способствовать уменьшению давления в шарнире цепи применение натяжных устройств (отжимной звездочки, нажимного ролика):</p> <p>а) да; б) нет; в) да, но в случае использования натяжных устройств на ведущей ветви</p> <p>10 Значение шага t, полученного при проектном расчете следует:</p> <p>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 5.6 Подшипники</p> <p>1 Участки вала для подшипников скольжения и качения соответственно называют:</p> <p>а) цапфа и шип; б) шип и цапфа; в) цапфа и шейка.</p> <p>2 По виду трения подшипники бывают:</p> <p>а) качения и вращения; б) качения и скольжения; в) движения и скольжения.</p> <p>3 Область применения подшипников скольжения:</p> <p>а) скорость вращения вала $n > 3000$ об/мин и ударные нагрузки;</p> <p>б) скорость вращения вала $n < 2000$ об/мин без ударных нагрузок;</p> <p>в) скорость вращения вала $n < 1000$ об/мин и ударные нагрузки.</p> <p>4 Материал вкладыша подшипника скольжения:</p> <p>а) пластик, латунь, чугун; б) сталь, дерево, пластик; в) сталь, чугун, резина.</p> <p>5 Наиболее часты видом разрушения вкладыша подшипника скольжения является:</p> <p>а) износ и раскалывание; б) износ и заедание; в) заедание и раскалывание.</p> <p>6 Смазочные канавки должны располагаться:</p> <p>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:</p> <p>а) необходимо обеспечить допустимый зазор и консистенцию смазки;</p> <p>б) необходимо обеспечить допустимый зазор и выбрать соответствующий материал втулки;</p> <p>в) необходимо выбрать соответствующий материал втулки и частоту вращения вала $n < 3000$ об/мин.</p> <p>8 В каком случае консистенция смазки указана верно:</p> <p>а) жидкие ($n > 3000$), пластичные ($n \leq 3000$ и особые условия), твердые ($n < 2000$);</p> <p>б) жидкие ($n \leq 3000$ и особые условия), пластичные ($n > 3000$), твердые ($n < 2000$);</p> <p>в) жидкие (любое n, предпочтительно $n > 3000$), пластичные ($n < 2000$), твердые ($n \leq 2000$ и особые условия).</p> <p>9 Смазка должна подаваться:</p> <p>а) в ненагруженной зоне; б) в нагруженной зоне; в) со свободного торца подшипника</p> <p>10 при запуске подшипника скольжения:</p> <p>а) масляное кольцо переходит в масляный клин</p> <p>б) масляный клин переходит в масляное кольцо</p> <p>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):</p> <p>а) умноженные на 5 определяют наружный диаметр подшипника;</p> <p>б) умноженные на 5 определяют внутренний диаметр подшипника;</p> <p>в) определяют ширину подшипника.</p> <p>12 Третья цифры номера подшипника качения (справа налево) обозначают:</p> <p>а) серию; б) тип; в) конструктивные отличия модели подшипника от базовой модели.</p> <p>13 Четвертая цифры номера подшипника качения (справа налево) обозначают:</p> <p>а) серию; б) тип; в) конструктивные отличия модели подшипника от базовой модели.</p> <p>14 Упорный подшипник качения предназначен для:</p> <p>а) восприятия радиальной нагрузки; б) восприятия как радиальной так и осевой; в)</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>

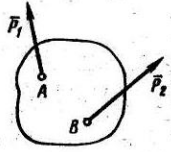
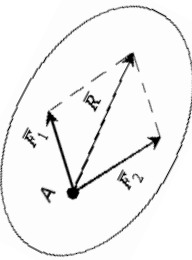
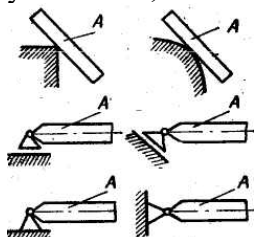
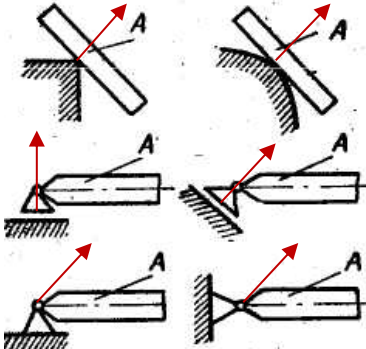
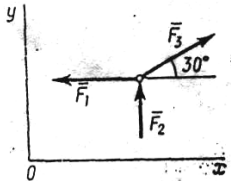
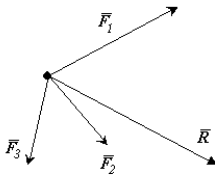
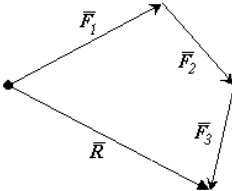
<p>восприятия осевой нагрузки.</p> <p>15 Сепаратор необходим для:</p> <p>а) равномерного распределения тел качения по дорожке;</p> <p>б) восприятия и передачи нагрузки от наружного подшипника внутреннему;</p> <p>в) защиты подшипника качения от пыли.</p> <p>16 Долговечность подшипника качения при нагрузке,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

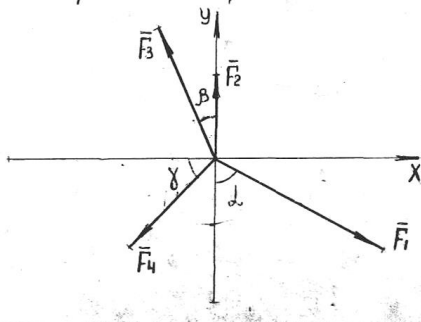
Критерии оценивания контрольного опроса

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 %.

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

Творческое задание

Задание	Ответ
<p>Раздел 1. Статика</p> <p>Тема 1.1 Введение</p> <p>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>Тема 1.2 Связи. Реакции связей.</p> <p>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>Тема 1.3 Плоская система сходящихся сил</p> <p>Определить проекции векторов $F_1=50$ Н, $F_2=30$ Н, $F_3=50$Н на оси x и y (рисунок)</p> 	<p>находим проекции сил F_1 F_2 F_3 на оси x и y</p> <p>на ось x:</p> $F_{1X} = F_1 \cdot \cos(0^\circ) = 50 \cdot 1 = 50 \text{ Н};$ $F_{2X} = F_2 \cdot \cos(90^\circ) = 30 \cdot 0 = 0$ $F_{3X} = F_3 \cdot \cos(30^\circ) = - 50 \cdot 0,866 = -43 \text{ Н};$ <p>на ось y</p> $F_{1Y} = F_1 \cdot \cos(90^\circ) = 50 \cdot 0 = 0;$ $F_{2Y} = F_2 \cdot \cos(0^\circ) = 30 \cdot 1 = 30 \text{ Н};$ $F_{3Y} = F_3 \cdot \cos(60^\circ) = 50 \cdot 0,5 = 25 \text{ Н}$
<p>Тема 1.4 Равнодействующая плоской системы сходящихся сил</p> <p>задание 1</p> <p>Покажите графически, как можно с помощью силового многоугольника найти вектор равнодействующей силы R для силовой схемы состоящей из сил F_1 F_2 F_3.</p>  <p>Задание 2</p> <p>Найти аналитически модуль равнодействующей силы R для заданной силовой схемы</p>	<p>Задание 1</p>  <p>Задание 2 (решение)</p> <p>проекции сил F_1 F_2 F_3 F_4 на ось x</p> $F_{1X} = F_1 \cdot \cos(30^\circ) = 460 \cdot 0,866 = 398 \text{ Н};$ $F_{2X} = F_2 \cdot \cos(90^\circ) = 200 \cdot 0 = 0$ $F_{3X} = F_3 \cdot \cos(70^\circ) = 340 \cdot 0,342 = 116 \text{ Н};$ $F_{4X} = F_4 \cdot \cos(45^\circ) = 300 \cdot 0,707 = 212 \text{ Н}$ <p>проекции сил F_1 F_2 F_3 на ось y</p> $F_{1Y} = F_1 \cdot \cos(90-30^\circ) = 460 \cdot 0,5 = 230 \text{ Н};$ $F_{2Y} = F_2 \cdot \cos(90-90^\circ) = 200 \cdot 1 = 200 \text{ Н};$



Дано:
 $F_1 = 460 \text{ Н}$
 $F_2 = 200 \text{ Н}$
 $F_3 = 340 \text{ Н}$
 $F_4 = 300 \text{ Н}$
 $\alpha = 60^\circ$
 $\beta = 20^\circ$
 $\gamma = 45^\circ$

$F_{3Y} = F_3 \cdot \cos(90-70^\circ) = 340 \cdot 0,94 = 319 \text{ Н}$;
 $F_{4Y} = F_4 \cdot \cos(90-45^\circ) = 300 \cdot 0,707 = 212 \text{ Н}$
 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 3



Задание 4

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:

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

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:

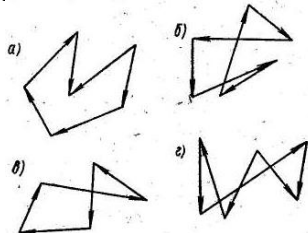
$$M_O(P_1) = P_1 \cdot a = 40 \cdot 0,5 = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

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

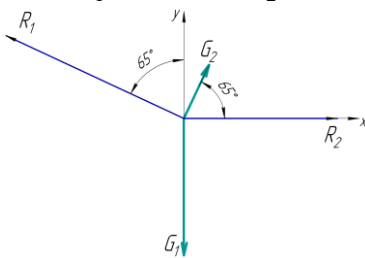
Где b' - кратчайшее расстояние от точки O до силы P_2 , $b' = b \cdot \cos(90-\alpha) = 0,8 \cdot 0,5 = 0,4 \text{ м}$

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

Задание 3 Зарисовать тот из силовых многоугольников, который относится к уравновешенной системе сходящихся сил



Задание 4 Для заданной уравновешенной системы сходящихся сил определите неизвестные силы R_1 и R_2 , если $G_1 = 300 \text{ Н}$ и $G_2 = 130 \text{ Н}$.



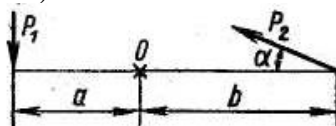
Тема 1.5 Система двух сил

Задание

Момент силы F относительно точки A равен 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 $P_1 = 40 \text{ Н}$ и $P_2 = 50 \text{ Н}$, $a = 0,5 \text{ м}$, $b = 0,8 \text{ м}$, $\alpha = 30^\circ$.



Тема 1.6 Плоская система произвольно расположенных сил

Задание 1. Составить два уравнения равновесия

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

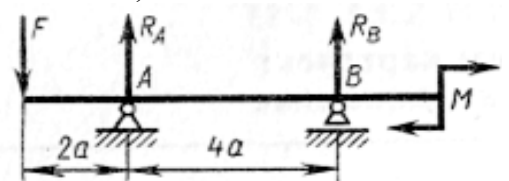
сумма моментов для точки A
 $-R_B \cdot 4a - F \cdot 2a + M = 0$

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

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

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



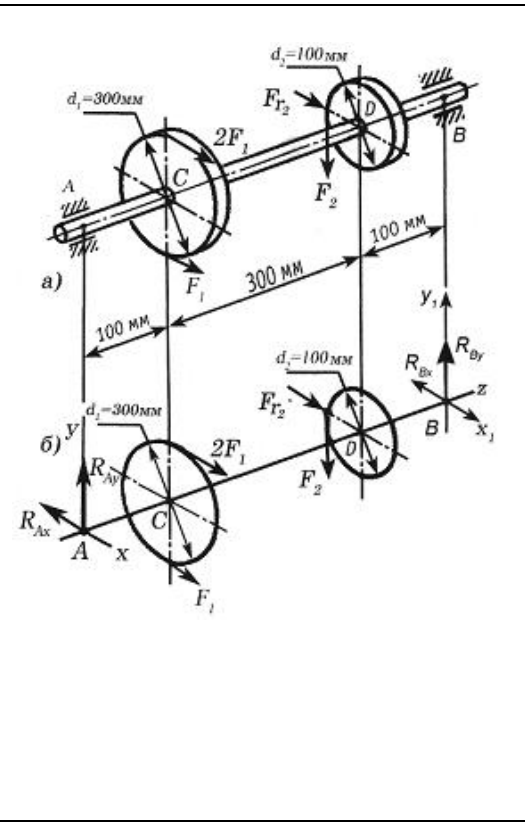
сумма моментов для точки В
 $+ R_A \cdot 4a - F \cdot 6a + M = 0$
 Из этого равенства находим R_A
 $R_A = (F \cdot 6a - M) / 4a = (300 \cdot 6 \cdot 2 - 150) / (4 \cdot 2) = 431,25$ Н
 Проверка
 $+ R_A + R_B - F = 431,25 + (-131,25) - 300 = 0$

Тема 1.8 Пространственная система сил
 Построить силовую схему для пространственно-нагруженного вала

Правило построения пространственной силовой схемы

- 1 Обозначить точками характерные сечения: А и В – опоры, С и D – большое и малое колесо
- 2 В опорах А и В 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 А; и оси координат x_1, y_1, z_1 - в точке В.



Раздел 2 Кинематика

Тема 2.1 Основные понятия кинематики
 Задание

- 1 Определить вид движения точки и ее полное ускорение a , если известны касательное a_τ и центростремительное a_n ускорение

а) $a_\tau = 6$ м/с², $a_n = 0$ м/с²
 б) $a_\tau = -5$ м/с², $a_n = 10$ м/с²

- 2 Определить касательное ускорение a_τ при неравномерном движении точки
 $s = t + 0,3 \cdot t^2$
 $s = 4,9 \cdot t^2$
- 3 Определить высоту вертикального перемещения точки s , если известно, что ее движение равноускоренное и известны $a_\tau = g = 9,81$ м/с², время перемещения t и начальная скорость v_0

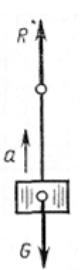
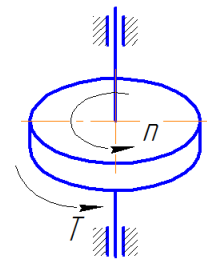
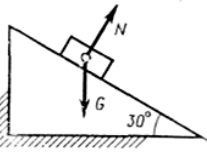
1 пункт а)
 При $a_\tau = 6$ м/с² > 0 движение равноускоренное, при $a_n = 0$ м/с² движение прямолинейное
 $a = \sqrt{a_\tau^2 + a_n^2} = \sqrt{6^2 + 0^2} = 6$ Н

пункт б)
 при $a_\tau = -5$ м/с² < 0 движение равнозамедленное, $a_n = 10$ м/с² движение криволинейное
 $a = \sqrt{a_\tau^2 + a_n^2} = \sqrt{(-5)^2 + 10^2} = 11,18$ Н

2 $a_\tau = s''$
 $s' = 1 + 0,6 \cdot t, s'' = 0,6$ м/с²
 $s' = 9,8 \cdot t, s'' = 9,8$ м/с²

3 $s = ?$, $a_\tau = g = 9,81$ м/с², $t = 5$ сек, $v_0 = 0,5$ м/с
 $S = v_0 t + a_\tau \cdot t^2 / 2 = 0,5 \cdot 5 + 9,81 \cdot 5^2 / 2 = 127$ м

<p>$t = 5$ сек, $v_0 = 0,5$ м/с</p> <p>Тема 2.2 Простейшие движения твердого тела</p> <p>1 Решаются две задачи</p> <p>1) Рассчитывается маневр стыковки двух космических кораблей.</p> <p>2) Рассчитывается период обращения космических кораблей вокруг Земли.</p> <p>В каком случае космические корабли можно рассматривать как материальные точки?</p> <p>а) только в первом случае; б) только во втором случае; в) в обоих случаях; г) ни в первом, ни во втором случаях</p> <p>2 В каких из перечисленных случаев можно считать тела материальными точками, а в каких - нельзя?</p> <p>а) На станке изготавливают спортивный диск (Да/Нет)</p> <p>б) Тот же диск после броска спортсмена летит на расстояние 55 м (Да/Нет)</p> <p>в) Конькобежец проходит дистанцию соревнования (Да/Нет)</p> <p>г) Фигурист выполняет упражнения произвольной программы (Да/Нет)</p> <p>3 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 $n=1580$ об/мин. Масса и диаметр диска равны $m=328$ кг, $D=0,94$ м.</p> <p>Определить:</p> <p>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 $E_{BP} = I \cdot \omega^2 / 2$, потенциальная энергия тела, поднятого на высоту $E_K = m \cdot g \cdot h$, момент инерции диска $I = m \cdot R^2 / 2$, угловая скорость $\omega = \pi \cdot n / 30$)</p> <p>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 $E_{BP} = I \cdot \omega^2 / 2$, кинетическая энергия тела,двигающегося поступательно $E_{II} = m \cdot v^2 / 2$, момент инерции диска $I = m \cdot R^2 / 2$, угловая скорость $\omega = \pi \cdot n / 30$)</p>	<p>1 б)</p> <p>2 а) нет, б) да, в) да, г) нет</p> <p>3 вариант 1</p> $E_{BP} = I \cdot \omega^2 / 2 = E_K = m \cdot g \cdot h$ $h = \frac{I \cdot \omega^2}{2 \cdot m \cdot g} = \frac{m \cdot R^2 \cdot (\pi \cdot n / 30)^2}{2 \cdot 2 \cdot m \cdot g} =$ $= \frac{R^2 \cdot (\pi \cdot n / 30)^2}{4 \cdot g} =$ $= \frac{(0,94/2)^2 \cdot (3,14 \cdot 1580/30)^2}{4 \cdot 10} = 151,1 \text{ м}$ <p>вариант 2</p> $E_{BP} = I \cdot \omega^2 / 2 = E_K = m \cdot v^2 / 2$ $v = \sqrt{\frac{I \cdot \omega^2 \cdot 2}{2 \cdot m}} = \sqrt{\frac{m \cdot R^2 \cdot (\pi \cdot n / 30)^2}{2 \cdot m}}$ $= \sqrt{\frac{R^2 \cdot (\pi \cdot n / 30)^2}{2}} =$ $= \sqrt{\frac{(0,94/2)^2 \cdot (3,14 \cdot 1580/30)^2}{2}} =$ $= 55 \text{ м/с}$
<p>Раздел 3 Динамика</p> <p>Тема 3.2 Работа и мощность</p>	<p>Мощность на валу двигателя №1</p>

<p>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 сколопо схеме на приводном валу рабочего механизма *)</p>	<p>$P_I = P_{дв}$ Мощность на валу быстроходного вала №II $P_{II} = P_I \cdot \eta_M \cdot \eta_{пк}$ (Схема №1) $P_{II} = P_I \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{пк}$ (Схема №2) Мощность на валу тихоходного вала №III $P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк}$ (Схема №1) $P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк}$ (Схема №2) Мощность на валу рабочего механизма №IV $P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{пс}$ (Схема №1) $P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_M \cdot \eta_{пс}$ (Схема №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: $\eta_{общ} = \eta_{зп} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_M \cdot \eta_{пк}^2 \cdot \eta_{пс}$</p>
<p>Тема 3.3 Общие теоремы динамики Задача 1 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 Задача 2  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 Задача 3  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.</p>	<p>Задача 1 $m \cdot \vec{a} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n = \sum \vec{F}_i$ $m = G/g$ тогда $a = \frac{R - G}{m} = \frac{480 - 400}{400/10} = 2 \text{ м/с}^2$ Задача 2 Угловая скорость $\omega = 2\pi n/60 = 2 \cdot 3,14 \cdot 480/60 = 50 \text{ рад/с}$ $P = T \cdot \omega = 5,5 \cdot 50 = 225 \text{ Вт}$ Задача 3 $m \cdot \vec{v}_{конеч} - m \cdot \vec{v}_{начал} = (\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n) \cdot t$ $m \cdot v_k - m \cdot v_0 = G_x$ Где $m = G/g$ $G_x = G \cdot \sin(30^\circ)$ Тогда $v = G \cdot \sin(30^\circ) \cdot g / G = 0,5 \cdot 10 = 5 \text{ м/с}$</p>
<p>Раздел 4. Сопротивление материалов Тема 4.2 Внутренние силовые факторы</p>	<p>Задание 1</p>

Задание 1 Какие внутренние силовые факторы возникают в сечении каждого из брусьев, нагруженных, как показано на рисунке 1 ,a–e?

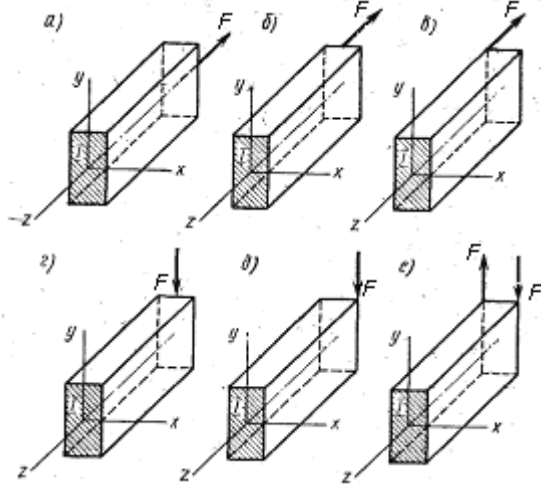
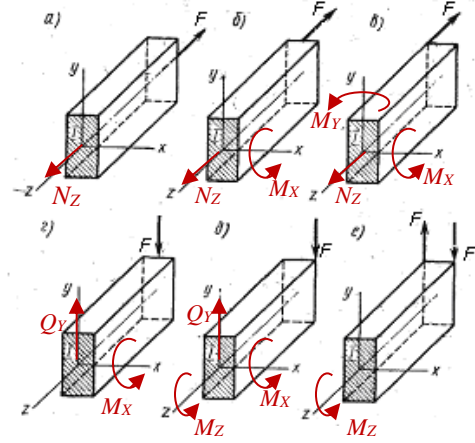


Рисунок 1

Задание 2 С какими внутренними силовыми факторами связано возникновение в поперечном сечении бруса нормальных σ напряжений и с какими – касательных напряжений τ ?



Задание 2 С возникновением нормальных σ напряжений связаны внутренние силовые факторы –

- 1) M_z продольная сила
- 2) M_x изгибающий момент относительно оси X
- 3) M_y изгибающий момент относительно оси Y

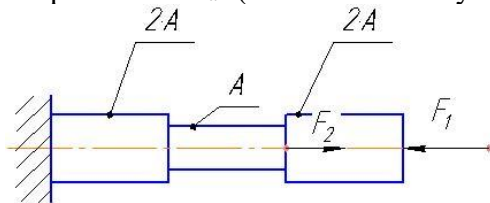
С возникновением касательных напряжений τ связаны внутренние силовые факторы –

- 1) Q_y и Q_x поперечная сила
- 2) M_z крутящий момент относительно оси Z

Тема 4.3 Растяжение (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 σ_z , при $A=400$ мм²;
- г) определить максимальное значение нормального напряжения σ_{\max} (по абсолютному значению)



а) построить 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 a-a, b-b, c-c и определяем в каждом из них значения продольной силы продольных сил 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 σ_z , при $A=400$ мм²;

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.
 г) определить максимальное значение нормального напряжения $\sigma_{\max} = \dots$ МПа

Тема 4.4 Сдвиг. Практические расчеты на срез и смятие
 Определить величину допускаемой 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, допускаемое напряжение $[\sigma_p] = 160 \text{ Н/мм}^2$, длина лобового шва $l_{\phi 1} = L = 50 \text{ мм}$, длины фланговых швов $l_{\phi 11} = l_{\phi 12} = 70 \text{ мм}$, высота катета шва $K = B = 10 \text{ мм}$.

Определить величину допускаемой нагрузки [F] из условия прочности на срез
 $\tau_{cp} \leq [\tau_{cp}]$
 где а) $\tau_{cp} = [F] / (l_{uw} \cdot K)$,
 откуда $[F] = [\tau_{cp}] (l_{uw} \cdot K) = \dots$
 б) допускаемое напряжение на срез нахлесточного шва
 $[\tau_{cp}] = 0,6[\sigma_p] = \dots \text{ Н/мм}^2$
 в) катет шва равен толщине пластины $K = B = \dots$
 г) Общая длина шва также равна (согласно схеме соединения)
 $l_{uw} = 2l_{\phi 11} + l_{\phi 1} = \dots$

Тема 4.5 Геометрические характеристики плоских сечений
 Творческое задание
 1 Определить момент инерции и момент сопротивления для сечения прямоугольной формы размером b x h для оси X;
 2 Определить нормальное напряжение σ_{\max} при изгибе, если известен наибольший изгибающий момент $M_{x\max}$ (Н·м).
 Данные по варианта (согласно поледеней цифре по журналу), b=0,01 м, h=0,05м, $M_{x\max} = 100 \text{ Нм}$

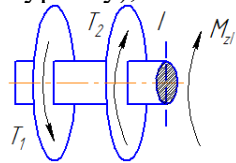
1 Моменты сопротивления для площади прямоугольной формы шириной b и высотой h для главных осей X и Y (осей симметрии) равны
 $W_x = \frac{b \cdot h^2}{6}$ и $W_y = \frac{h \cdot b^2}{6}$
 2 Наибольшее механическое напряжение $\sigma_{\max} = M_{x\max} / W_x$

Тема 4.6 Кручение
 1 Определить необходимый диаметр вала для примера, показанного на рисунке, на основании условия жесткости, если заданы T_1 и T_2 , $[\varphi_0] = 0,001 \text{ рад/м}$, $G = 0,8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$;
 2 Определить касательное напряжение τ_{\max} при для диаметра, найденного в п.1.

1 Проектный расчет вала на жесткость – определение диаметра

$$d = \sqrt[4]{\frac{|M_z| \cdot 32}{\pi \cdot G \cdot [\varphi_0]}}$$
 вала (в мм)
 где - $M_{zI} = -T_1 + T_2$
 2 Наибольшее касательное

Данные по варианту (согласно поледеней цифре по журналу), $T_1=100 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2=250 \text{ Н}\cdot\text{м}$



рисунок

напряжения определяют по формуле $\tau_{\text{MAX}} = M_z / W_p$ где W_p - полярный момент сопротивления для вала круглого поперечного сечения

$$W_p = \frac{I_p \cdot 2}{d} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

Тема 4.7 Изгиб

Задание 1

Определить значения поперечной силы и изгибающего момента в сечении I согласно рисунка 1 и , если

рисунок 1: $F=2 \text{ кН}$, $z=2,5 \text{ м}$

рисунок 2: $q=2 \text{ кН/м}$, $z_1=1,5 \text{ м}$

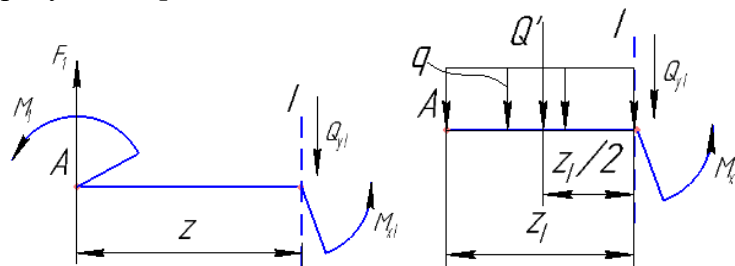


Рисунок 1

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 $Q_{YI} \pm F_1 = - F_1$ – это (линейное уравнение / уравнение, не зависящее от переменной z)
- 2) Уравнение изгибающего момента $M_{XI} = (-F \cdot z_1) + (-M_1)$ - 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 $Q_{YI} = - q \cdot z_1$ – это (уравнение параболы / линейное уравнение)
- 4) Уравнение изгибающего момента $M_{XI} = -q \cdot (z_1)^2 / 2$ – 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 $F_1=100 \text{ Н}$, $F_2=200 \text{ Н}$, $F_3=300 \text{ Н}$, $M_1=100 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $M_2=200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $l_1=1 \text{ м}$, $l_2=2 \text{ м}$

Задание 1

Рисунок 1

Уравнение поперечной силы $Q_{YI} \pm F_1 = - F_1$ – это уравнение независящее от переменной z

Уравнение изгибающего момента $M_{XI} = (-F \cdot z_1) + (-M_1)$ - это линейное уравнение

Рисунок 2

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

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

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

Задание 2

1) Значения поперечной силы и изгибающего момента в точке В

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

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

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

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

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

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

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

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

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

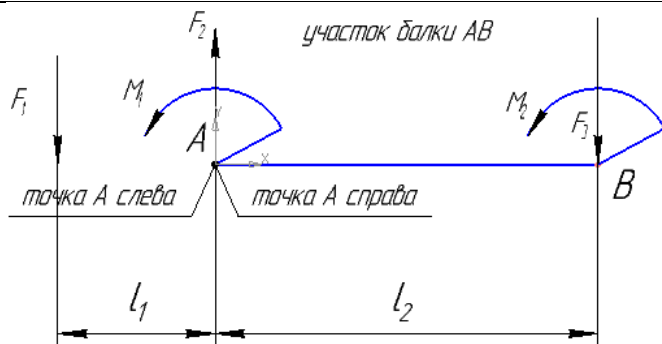
$$M_{XA}^{ЛЭВ} = (\pm Q' \cdot l_1) = -Q' \cdot l_1 = -(q \cdot l) \cdot l_1$$

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

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

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

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

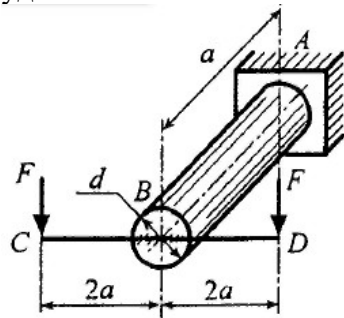


2) для рисунка 4 в точке В слева и справа, если $q=2$ кН/м, $l=1,5$ м, $l_1=2,5$ м

Тема 4.8 Гипотезы прочности

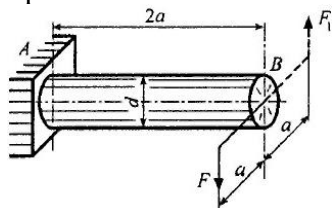
Задание №1

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



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 .



Тема 4.9 Устойчивость сжатых стержней

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

Задание №1

Расчетное напряжение по III 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 двух сил:

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

$$M_{\text{эквIII}}^{(1)} = 2Fa$$

2) При действии одной силы, приложенной в точке C

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

$$M_{\text{эквIII}}^{(2)} =$$

Как видим, во втором случае расчетные напряжения будут в

$$M_{\text{эквIII}}^{(2)} / M_{\text{эквIII}}^{(1)} = \dots \text{ раза больше}$$

(или меньше), чем в первом?

Поэтому, условия работы круглого стержня AB : 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 $F_1 = F$

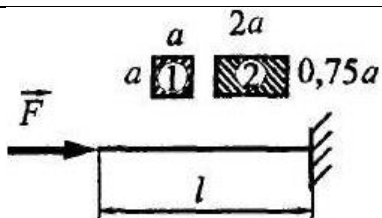
$$M_x = 0; \quad M_y = 0; \quad M_z = 2Fa$$

$$M_{\text{эквIII}}^{(2)} =$$

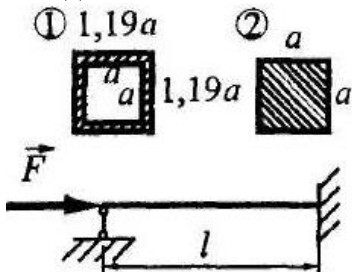
$$\text{Отношение моментов } M_{\text{эквIII}}^{(1)} / M_{\text{эквIII}}^{(2)} =$$

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. $M_{\text{эквIII}}^{(1)} / M_{\text{эквIII}}^{(2)} < 1$)?

1) Вычисляем минимальные моменты инерции поперечных сечений стержней



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



3) Задание

а) установить, относится ли данный стержень к стержням большой гибкости, если материал стержня сталь ($E=2 \cdot 10^5$ МПа), $\sigma_{\text{пц}}=80$ МПа, $l=2000$ мм, $i_{\text{min}}=20$ мм

б) Укажите след плоскости, в которой будет выпучиваться при потере устойчивости стержень данной формы поперечного сечения.



4) Задание

а) установить, относится ли данный стержень к стержням большой гибкости, если материал стержня алюминий ($E=0,7 \cdot 10^5$ МПа), $\sigma_{\text{пц}}=60$ МПа, $l=500$ мм, $i_{\text{min}}=10,9$ мм

Укажите след плоскости, в которой будет выпучиваться при потере устойчивости стержень данной формы поперечного сечения.



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

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

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

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?

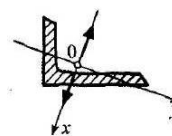
3)

Для данного сечения моменты инерции относительно всех центральных осей совпадают, поэтому след плоскости, в которой будет выпучиваться при потере устойчивости стержень данной формы поперечного сечения может являться одна из двух центральных осей

4)

При потере устойчивости изгиб стержня происходит в вокруг оси с наименьшим осевым моментом инерции (ось у).

Возможные направления выпучивания показаны на рисунке стрелками



Раздел 5 Детали машин

Тема 5.1 Основные понятия курса «Детали машин»

На основании формулы передаточного числа

$$u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = T_2/(T_1 \cdot \eta),$$

Дать правильный ответ:

1) Передаточное число передачи $u_{1-2} = 3$. Какой вал — ведущий или ведомый — вращается с большей угловой скоростью? Как называется такая передача?

2) Передаточное число передачи $u_{1-2} = 1/3$. Какой вал — ведущий или ведомый — вращается с большей угловой скоростью? Как называется такая передача?

3) Частота вращения ведущего вала передачи $n = 1000$ об/мин, передаточное число $u_{1-2} = 4$. Определить частоту вращения n_2 ведомого вала передачи.

1) Передаточное число передачи

$$u_{1-2} = 3 = \omega_1/\omega_2,$$

значит ведущий вращается с большей угловой скоростью.

передача называется силовой

2) Передаточное число передачи

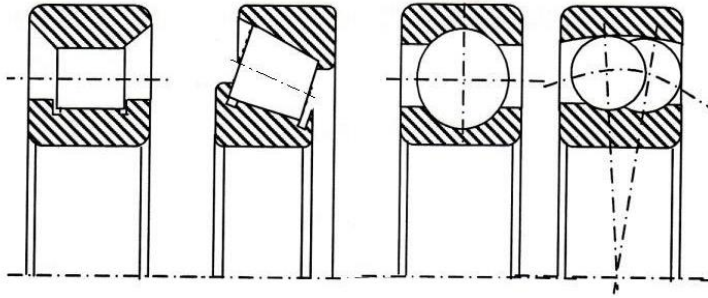
$$u_{1-2} = 1/3 = \omega_1/\omega_2$$

значит ведомый вал вращается с большей угловой скоростью.

Передача называется кинематической

3) $n_1 = 1000$ об/мин, передаточное число $u_{1-2} = 4$.

Знаем $u = n_1/n_2 = 4$, откуда частота вращения n_2 ведомого вала передачи $n_2 = n_1/u = 1000/4 = 250$ об/мин

<p>4) Частота вращения ведомого вала передачи $n_2=500$ об/мин, передаточное число $u_{1-2}=2$. Определить частоту вращения n_1 ведущего вала передачи.</p> <p>5) Частота вращения ведущего вала передачи $n_1 = 1200$ об/мин, частота вращения ведомого вала передачи $n_2 = 400$ об/мин. На каком валу передачи вращающий момент больше? Во сколько раз?</p> <p>б) С какой целью в машинах применяются силовые передачи? Приведите пример. С какой целью в машинах применяются кинематические передачи? Приведите пример.</p>	<p>4) $n_2 = 500$ об/мин, передаточное число $u_{1-2} = 2$. Знаем $u = n_1/n_2 = 2$, откуда частота вращения n_1 ведомого вала передачи $n_1 = n_2 \cdot u = 500 \cdot 2 = 1000$ об/мин</p> <p>5) $n_1 = 1200$ об/мин, $n_2 = 400$ об/мин. Знаем $u = n_1/n_2 = T_2/T_1$ $u = n_1/n_2 = 1200/400 = 3$, откуда $u = T_2/T_1 = 3$, значит вращающий момент больше на ведомом валу в 3 раза</p> <p>б) в машинах силовые передачи применяются целью повышения вращающего момента (силы вращения). Пример, редукторы приводов машин. В машинах кинематические передачи применяются с целью повышения угловой скорости. Пример, вариаторы приводов машин.</p>
<p>Тема 5.5 Подшипники Указать правильный рисунок подшипника качения</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) Шариковый радиальный 2) Шариковый двухрядный сферический 3) Роликовый радиальный 4) Шариковый радиально упорный 5) Роликовый конический <div style="text-align: center;"> <p>А Б В Г</p>  </div>	<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.

Расчетно-графическая работа

Обучающиеся выполняют расчетно-графические работы (РГР) на практических занятиях под руководством преподавателя и в часы, отведенные для самостоятельной работы в рамках каждой темы.

Выполненные РГР оформляются в соответствии с требованиями, изложенными в практикуме и сдаются на проверку преподавателю.

Тематика РГР

Расчетно-графическая работа № 1 Определение реакции связей
Задание № 1 Определение реакций стержней
Задание № 2 Определение реакций опор двухопорной балки
Задание № 3 Определение реакций опор вала
Расчетно-графическая работа № 2 Расчет стержней и балок
Задание № 1 Расчет ступенчатого бруса на растяжение и сжатие
Задание № 2 Расчет вала на кручение
Задание № 3 Расчет консольной балки на изгиб

Критерии оценивания

Оценивание каждого расчетного задания осуществляется по системе «зачтено» и «не зачтено».

В процессе оценивания учитываются отдельные критерии и их «весомость».

Критериями оценки	Весомость в %
– выполнение всех пунктов задания	до 30%
– проведение расчетов в соответствии с изложенной методикой	до 30%
– получение корректных результатов расчета	до 20%
– качественное оформление расчётной и графической частей	до 20%

Оценка «зачтено» выставляется, если набрано 75%.

Критерии оценивания ответов на экзаменационные вопросы

Экзамен по учебной дисциплине проводится в конце четвертого семестра.

Допуском к экзамену является:

- выполнены все расчетно-графические работы и задачи практических занятий;
- имеются положительные оценки по контрольным опросам и творческим заданиям

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

В конце работы студент пишет 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).

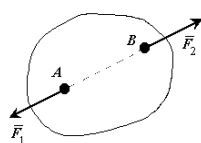


Рисунок 1

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.

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

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

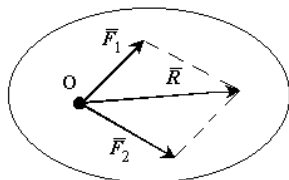


Рисунок 2 - Равнодействующая двух сил

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).

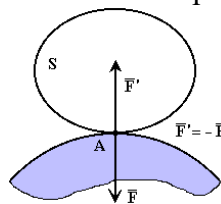


Рисунок **Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует..1** - Равенство взаимодействия двух сил

2 Какую силу называют равнодействующей и уравнивающей? Графический и аналитический способы 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.

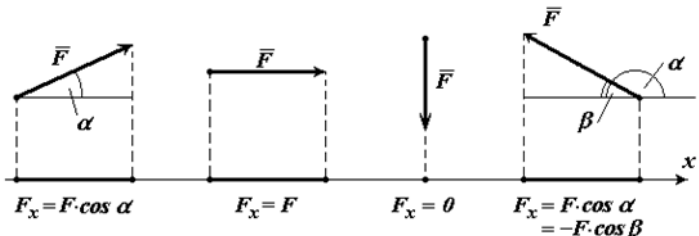
Графическое определение равнодействующей основано на второй аксиоме: две силы, приложенные к телу в одной точке, имеют равнодействующую, приложенную в той же точке и равную по величине и направлению диагонали параллелограмма, построенного на этих силах, как на сторонах.

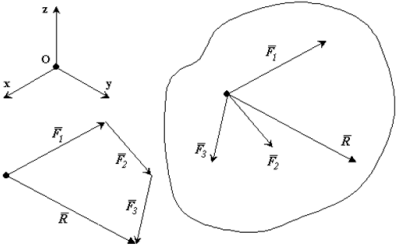
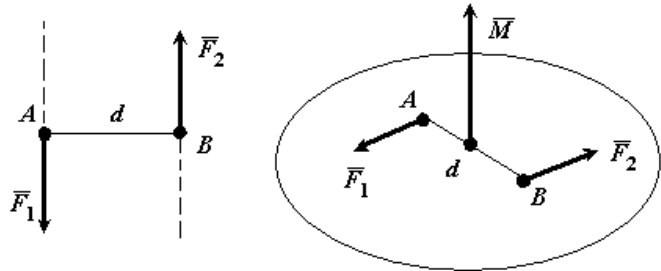
Аналитическое определение равнодействующей плоской системы сходящихся сил: проекции равнодействующей силы R_x, R_y, R_z на оси координат равны алгебраической сумме соответствующих проекций сил

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

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 Как определяет ся величина и знак проекции силы на координатную ось?</p>	<p>Величина проекции силы F на координатные оси определяют по уравнениям:</p> <ul style="list-style-type: none"> - на ось x: $X = F \cdot \cos(\alpha)$ - на ось y: $Y = F \cdot \cos(90 - \alpha)$ <p>где X Y – значение проекции силы F на ось x и y;</p> <ul style="list-style-type: none"> - острый угол наклона к оси x <p>Проекцией силы F 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 Какую систему сил называют сходящейся? Аналитический вид формулы равнодействующей и уравнения равновесия для 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 $\vec{R} = 0$</p> <p>Условия равновесия системы сходящихся сил в алгебраической форме</p> <p>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 Что называют парой сил и в чем ее физический смысл? Чему равен момент пары сил?</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 d называется кратчайшее расстояние между линиями действия сил пары (рис. 1).</p>  <p>Рисунок 1 - Система двух сил – пара сил</p> <p>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 $M = F_1 \cdot d$</p>
<p>7 Момент силы относительно точки: формула и правило знаков. Теорема Пуансо</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 «M», в индексе указывают букву, которой обозначается точка момента; после чего в круглых скобках указывают обозначение силы, для которой определяют момент. Например момент силы F относительно точки A, обозначают так – $M_A(F)$.</p> <p>Числовое значение момента равно произведению модуля силы \vec{F} на плечо l (кратчайшее расстояние между линией действия силы и</p>

точкой момента), то есть «момент силы» = $|\vec{F}| \cdot l$

Например, величина момента силы $\vec{F} = 100H$ относительно точки А (см. рис. 1), для которой плечо равно 2 м, будет равна $M_A(F) = |\vec{F}| \cdot l = 100 \cdot 2 = 200H \cdot м$

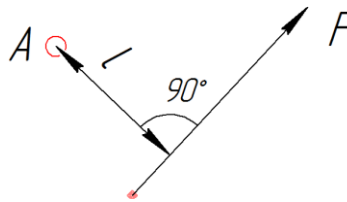


Рисунок 1 - Момент силы относительно точки

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).

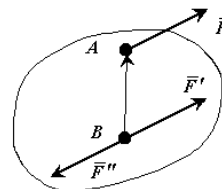


Рисунок 2

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

8 К чему приводится плоская система произвольно расположенных сил (ПСПРС)? Сформулировать условие равновесия ПСПРС

Любую произвольную систему сил, действующую на твердое тело, можно в общем случае привести к главному вектору и главному моменту.

Главным вектором системы сил называется вектор, равный векторной сумме этих сил.

$$\vec{R} = \sum \vec{F}_i$$

Главным моментом системы сил относительно точки О тела, называется вектор, равный векторной сумме моментов всех сил системы относительно этой точки.

$$\vec{L}_0 = \sum \vec{M}_0(\vec{F}_i)$$

Условия равновесия системы сил

Векторная форма

Для равновесия произвольной системы сил, приложенных к твердому телу, необходимо и достаточно, чтобы главный вектор системы сил был равен нулю и главный момент системы сил относительно любого центра приведения также был равен нулю.

$$\vec{R} = \sum \vec{F}_i = 0 \quad \vec{L}_0 = \sum \vec{M}_0(\vec{F}_i) = 0$$

Алгебраическая форма

Уравнения равновесия плоской системы сил (три вида).

Уравнения равновесия плоской системы параллельных сил (два вида)

	<p>Условия равновесия плоской системы сил</p> <p>На тело действует плоская система сил. Расположим оси Ox и Oy в плоскости действия сил.</p> <p>Уравнения $\sum F_{ix} \equiv 0 \quad \sum M_x(\bar{F}_i) \equiv 0 \quad \sum M_y(\bar{F}_i) \equiv 0$</p> <p>Для равновесия плоской системы сил, действующих на твердое тело, необходимо и достаточно, чтобы суммы проекций этих сил на каждую из двух прямоугольных осей координат, расположенных в плоскости действия сил, были равны нулю и сумма моментов этих сил относительно любой точки, находящейся в плоскости действия сил также была равна нулю.</p> $\sum F_{ix} = 0 \quad \sum F_{iy} = 0 \quad \sum M_o(\bar{F}_i) = 0$
<p>9 Момент силы относительно оси: формула для определения и правило знаков</p>	<p>К твердому телу в точке A приложена сила \bar{F}. Проведем в пространстве ось (например z). На оси z произвольно выберем точку O. Соединим точку O с точкой A радиус-вектором. Через точку O проведем плоскость Π перпендикулярную оси z. Спроектируем вектора \bar{F} и \bar{r} на плоскость Π.</p> <p>Моментом силы \bar{F} относительно оси называется вектор равный моменту проекции силы \bar{F} на плоскость Π относительно точки O пересечения оси z с плоскостью Π.</p> $\bar{M}_z(\bar{F}) = \bar{M}_o(\bar{F}_\Pi) = \bar{r}_\Pi \times \bar{F}_\Pi$ <p style="text-align: right;">а также</p> $M_z(\bar{F}) = F_\Pi \cdot r_\Pi \cdot \sin(\bar{r}_\Pi, \bar{F}_\Pi) = F_\Pi \cdot h$  <p style="text-align: center;">Рисунок 1 - Момент силы относительно оси</p> <p>Свойства момента силы относительно оси:</p> <ol style="list-style-type: none"> 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)
<p>10 Причины трения скольжения и трения качения. Обозначение и единица измерения коэффициента трения и скольжения</p>	<p>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.</p> <p>Если твёрдое тело находится на абсолютно гладкой поверхности другого тела в равновесии, то реакция связи направлена по нормали к поверхности (рис.1).</p>

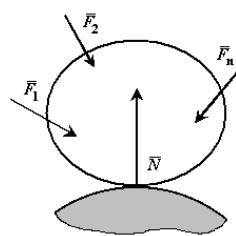


Рисунок 1

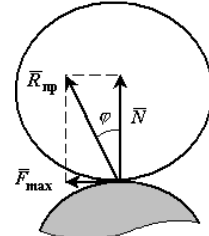
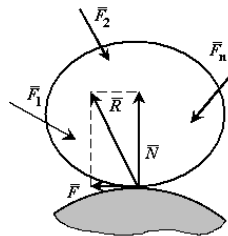


Рисунок 2

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

Разложим силу реакции \bar{R} шероховатой поверхности на составляющие: одну из которых \bar{N} направим по общей нормали к поверхности соприкосновения, а другую \bar{F} направим в касательной плоскости к этим поверхностям.

Силой трения скольжения (или просто силой трения) называется составляющая силы реакции связи, которая лежит в касательной плоскости к поверхностям соприкасающихся тел.

Силой нормальной реакцией связи называется составляющая силы реакции связи, которая направлена по общей нормали к поверхностям соприкасающихся тел.

$$\bar{R} = \bar{N} + \bar{F}$$

Природа силы трения очень сложная. В технической механике предполагается, что между поверхностями соприкасающихся тел нет смазывающего вещества.

При движении одного тела по поверхности другого сила трения является постоянной величиной.

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.

Реакция реальной (шероховатой) связи \bar{R} (рис.2) складывается из двух составляющих: нормальной реакции \bar{N} и перпендикулярной ей силы трения \bar{F} . Следовательно, реакция связи \bar{R} отклоняется от нормали к поверхности на некоторый угол. При изменении силы трения от нуля до максимальной, сила реакции \bar{R} меняется от нуля до \bar{R}_{np} , а ее угол с нормалью растет от нуля до некоторого предельного значения φ .

11 Основн
ые
определения
кинематики?
Виды
движения
точки в
зависимости от
касательного
 a_t и
нормального
 a_n ускорений.

Кинематика раздел механики, в котором изучают движение точек и тел без учета сил, вызвавших данное движение.

Тело условно можно представить как геометрический набор точек. Поэтому движение тел основывается на соответствующем знании законов движущейся по определенной траектории точки.

Траектория – это линия, по которой движется точка. Форма линии может быть – прямой либо кривой.

Путь, пройденный точкой, может быть определен в виде:

А) закона движения по траектории, рис. 1 (например, закон движения останавливающегося автомобиля $s = v_0 \cdot t - a \cdot t^2 / 2$);

Б) закона движения в координатных осях, рис. 2 (например, координаты сброшенного с самолета груза $x = v_0 \cdot t, y = g \cdot t^2 / 2$);

Скорость – это параметр движения, определяющий быстроту

перемещения точки. Путь, пройденный точкой – это некоторый отрезок, поэтому скорость является вектором v , показывающим, как быстро и в каком направлении движется точка:

- При прямолинейном движении вектор скорости v направлен вдоль траектории движения точки, рис. 3;
- При криволинейном движении вектор линейной скорости v направлен по касательной в данной точке траектории, рис. 4.

Ускорение a – 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:

1) касательное ускорение $a_t = (v - v_0) / t$ - изменение вектора 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 ($a_t = f_1(t), \omega = f_2(t), s = f_3(t) \quad a_t = v' = s''$)

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)

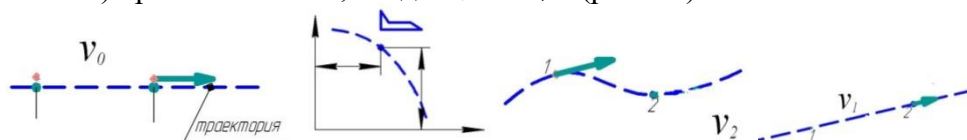


Рисунок 1

Рисунок 2

Рисунок 3

Рисунок 4

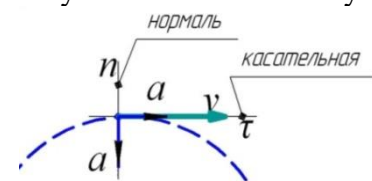


Рисунок 5



Рисунок 6

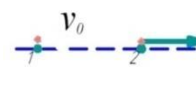


Рисунок 7

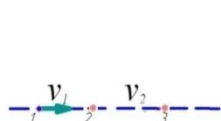


Рисунок 8

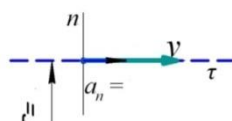


Рисунок 9

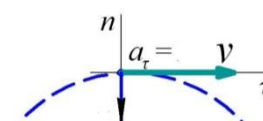


Рисунок 10

12 Вид вращения тела в зависимости от углового ускорения ε . Формула перевода n в ω . Окружная скорость точки.

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 φ – это угол поворота тела, единица измерения

φ – радианы (рад), обороты (об);

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

3 угловое ускорение ε – быстрота изменения угловой скорости $\varepsilon = (\omega - \omega_0) / t$, единицы измерения ε – рад/с².

В зависимости от величины углового ускорения ε 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 $a_n = v^2 / r = (r \cdot \omega)^2 / r = r \cdot \omega^2$.

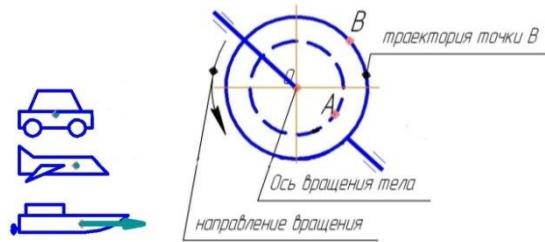


Рисунок 1

Рисунок 2

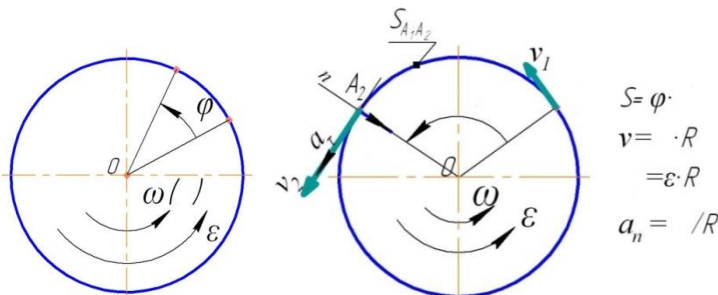


Рисунок 3

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.

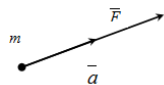


Рисунок 1 - Основной закон динамики

Третья аксиома или закон о равенстве сил действия и противодействия. Силы взаимодействия двух материальных точек равны по величине и противоположны по направлению $\vec{F}_1 = -\vec{F}_2$

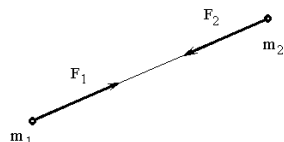


Рисунок 2 - Равенство сил действия и противодействия

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

$$m \cdot \vec{a} = \vec{F}_i \quad \vec{a} = \sum_i \vec{a}_i$$

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^2),

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:

ε - угловое ускорение (рад/с^2), ω - угловая скорость (рад/с), φ - угол поворота (град , рад), t - время (с)

Мера инертности вращательного движения J - момент инерции ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$)

Силовой фактор вращательного движения - вращающий момент T ($\text{Н} \cdot \text{м}$)

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

14 Работа и мощность постоянной силы на прямолинейном участке

Сравнительные формулы динамики тела, работа и мощность постоянной силы на прямолинейном участке пути, а также формула коэффициента полезного действия
Работа (Дж):
- поступательного движения $W = F \cdot S$

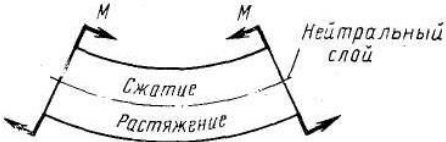
<p>пути. Единицы измерения мощности. Коэффициент полезного действия</p>	<p>- вращательного движения $W = T \cdot \varphi$</p> <p>Общая работа (Дж) $W^{ОБЩАЯ} = W^{ПОЛЕЗНАЯ} + W^{НЕПОЛЕЗНАЯ}$</p> <p>КПД $\eta = \frac{W^{ПОЛЕЗНАЯ}}{W^{ОБЩАЯ}}$</p> <p>Мощность (Вт):</p> <p>- поступательного движения $P = F \cdot v = \frac{W}{t}$</p> <p>- вращательного движения $P = T \cdot \omega = \frac{W}{t}$</p> <p>Кинетическая энергия (Дж)</p> <p>- поступательного движения $E_K^{поступ} = \frac{m \cdot v^2}{2}$</p> <p>- вращательного движения $E_K^{вращат} = \frac{J \cdot \omega^2}{2}$</p> <p>Изменение количества движения (кг·м/с=Н·с):</p> <p>- поступательного движения $m \cdot \vec{v}_{конеч} - m \cdot \vec{v}_{начал} = (\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n) \cdot t$</p> <p>- вращательного движения $J \cdot \vec{\omega}_{конеч} - J \cdot \vec{\omega}_{начал} = (\vec{T}_1 + \vec{T}_2 + \dots + \vec{T}_n) \cdot t$</p> <p>Изменение кинетической энергии (Дж)</p> <p>- поступательного движения $\frac{m \cdot v_{конеч}^2}{2} - \frac{m \cdot v_{начал}^2}{2} = (F_1 + F_2 + \dots + F_n) \cdot S$</p> <p>- вращательного движения $\frac{J \cdot \omega_{конеч}^2}{2} - \frac{J \cdot \omega_{начал}^2}{2} = (T_1 + T_2 + \dots + T_n) \cdot \varphi$</p>
<p>15 Задачи курса «Сопротивление материалов». 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 допускаемыми и делают вывод о прочности.</p> <p>Под понятием допущения следует понимать гипотезы, применительно к рассматриваемому брусу:</p> <ul style="list-style-type: none"> • сплошность, однородность и изотропность материала; • малость деформаций (появляющаяся деформация не влияет на первоначальное расположение нагрузки); • идеальная упругость материала (деформации всегда упруги); • линейная зависимость между деформациями и нагрузками (закон Гука); • принцип независимости действия сил (принцип суперпозиции) – конечная деформация не зависит от того, в каком порядке приложены силы; • плоские сечения
<p>16 Что</p>	<p>Тела под действием приложенных к ним сил в той или иной</p>

<p>такое деформация? Какие деформации называют упругими, а какие пластическими? Какие деформации не допустимы при нормальной работе большинства деталей машин?</p>	<p>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 допустимы пластические деформации</p>
<p>17 В чем сущность метода сечений (РОЗУ)? Сколько внутренних силовых факторов (ВСФ) может возникнуть в поперечном сечении бруса? Назвать их</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"> - рассекают брус плоскостью, перпендикулярной его оси, в том месте, где требуется определить внутренние силы; - отбрасывают любую из полученных частей.; - 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. - уравнивают оставленную часть, т. е. определяют внутренние силы. <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 Q_x, Q_y, N_z и три момента M_x, M_y, M_z</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 напряжение называют</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 S или момент площади сопротивления поперечного сечения балки</p> <p>Каждому виду деформации соответствует своё расчетное напряжение:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Растяжение

<p>касательным, а какое нормальным? Единица измерения механического напряжения?</p>	<p>Внутренний силовой фактор (ВСФ) $N_z \neq 0, N_z > 0$ S – площадь поперечного сечения (m^2, cm^2, mm^2) Напряжение нормальное $\sigma = N_z/S$ - Сжатие Внутренний силовой фактор (ВСФ) $N_z \neq 0, N_z < 0$ Геометрическая характеристика поперечного сечения (ГХС) S – площадь поперечного сечения (m^2, cm^2, mm^2) Напряжение нормальное $\sigma = N_z/S$ - Сдвиг Внутренний силовой фактор (ВСФ) $Q_y \neq 0 (Q_x \neq 0)$ Геометрическая характеристика поперечного сечения (ГХС) S – площадь поперечного сечения (m^2, cm^2, mm^2) Напряжение касательное $\tau = Q_y/S$ - Кручение Внутренний силовой фактор (ВСФ) $M_z \neq 0$ Геометрическая характеристика поперечного сечения (ГХС) W_z момент сопротивления поперечного сечения (m^3, cm^3, mm^3) Напряжение касательное $\tau = M_z/W_z$ - Изгиб Внутренний силовой фактор (ВСФ) $Q_y \neq 0 (Q_x \neq 0)$ и $M_x \neq 0 (M_y \neq 0)$ Геометрическая характеристика поперечного сечения (ГХС) $W_x (W_y)$ – момент сопротивления поперечного сечения (m^3, cm^3, mm^3) Напряжение нормальное $\sigma = M_x/W_x$ Указано два вида напряжений: σ – нормальное (<i>перпендикулярно площади A</i>), и τ – касательное (<i>расположена в плоскости площади A</i>), и его измеряют в паскалях (H/m^2) или мега паскалях МПа (H/mm^2)</p>
<p>19 Чему численно равен внутренний силовой фактор (ВСФ), возникающий в поперечных сечениях бруса при растяжении или сжатии? Как определить нормальное напряжение в поперечном сечении бруса?</p>	<p>При работе бруса на растяжение и сжатие в его поперечных сечениях возникает продольная сила N. Продольная сила в произвольном поперечном сечении бруса численно равна алгебраической сумме проекций на его продольную ось всех внешних сил, действующих на отсеченную часть. Правило знаков для N: при растяжении продольная сила положительна, при сжатии – отрицательна. При растяжении (сжатии) бруса в его поперечных сечениях возникают нормальные напряжения, которые определяют по формуле $\sigma = N/A$ (A – площадь поперечного сечения). Для нормальных напряжений принимается то же правило знаков, что и для продольных сил.</p>
<p>20 Формулировка закона Гука? Формула Гука. Определение величин, входящих в формулу закона Гука</p>	<p>Установлено, что в некоторых пределах нагружения при упругих деформациях напряжение при растяжении σ оказывается прямо пропорциональным величине относительного удлинения ϵ. Относительным удлинением называется отношение абсолютного удлинения (прироста длины) Δl бруса к его первоначальной длине l, т. е. $\epsilon = \frac{\Delta l}{l} .$ Величина ϵ — или безразмерный параметр, или выражается в процентах. Закон Гука Если коэффициент пропорциональности между напряжением σ и относительным удлинением ϵ обозначить буквой E, то $\sigma = E\epsilon$.</p>

	<p>Зависимость эта была впервые установлена английским ученым Гуком и называется законом Гука.</p> <p>Коэффициент пропорциональности E называется модулем упругости при растяжении (модулем продольной упругости). Величина E для различных материалов различна. Например, для стали $E=2 \cdot 10^{11}$ Па.</p>
<p>21 Дать определение предельным напряжениям: предел текучести и предел прочности. Какое напряжение является предельным для хрупких, а какое для пластичных материалов? Привести график растяжения хрупкого и пластичного образцов</p>	<p>Внешние силы вызывают деформацию тел, в результате чего появляются внутренние силы упругости, а значит и механические напряжения.</p> <p>Механические напряжения бывают: действительные, допускаемы и предельные.</p> <p>Если известны внутренние силы и геометрические характеристики поперечного сечения (ГХС) детали, то можно определить так называемые <i>действительные напряжения</i> (σ и τ).</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, σ_p — действительное напряжение при растяжении, а $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение при 'растяжении.</p> <p>Величина предельных напряжений зависит от свойств материала и определяется во время механических испытаний матарилов.</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> <p>σ_T - предел текучести</p> <p>$\sigma_{пц}$ - предел пропорциональности</p> <p>σ_B - временное сопротивление (предел прочности)</p> <p>При испытании образцов из хрупкопластичных и хрупких материалов получают предельные напряжения</p> <p>$\sigma_{0,2}$ - условный предел текучести</p> <p>$\sigma_{пч}$ - предел прочности</p> <p>При испытании пластичных образцов на сжатие получают величины</p> <p>Предел текучести $\sigma_{ТС}$ и прочности $\sigma_{пчс}$</p> <p>Не любое напряжение безопасно для материала детали. Внутренние силы, т. е. силы противодействия, не могут возрасти беспречно 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 моменты соответствуют предельные напряжения. Однако предельные напряжения $\sigma_{пред}$ зависят от вида материала:</p> <p>для пластичных материалов – предел текучести $\sigma_{пред} = \sigma_T$</p> <p>для хрупких материалов – предел прочности $\sigma_{пред} = \sigma_{пч}$</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 40X, Р6М5, чугуна СЧ15 и диаметром поперечного сечения 8 мм), где F – растягивающее усилие, Δl – удлинение образца</p>
<p>22 Чему равны: рабочий (расчетный) коэффициент запаса прочности; допускаемы коэффициент запаса прочности; допускаемое напряжение?</p>	<p>Рабочий или расчетный коэффициент запаса прочности</p> $s = \frac{\sigma_{пред}}{\sigma_z}$ <p>определяют по уравнению $s \geq [s]$</p> <p>Допустимый коэффициент запаса прочности определяют по уравнению $[s] = \frac{\sigma_{пред}}{[\sigma]}$; для пластичных материалов $[s] = 1,4 \dots 2,5$; для хрупких материалов $[s] = 1,6 \dots 4,0$;</p>
<p>23 Виды расчета на прочность при деформации растяжения (сжатия)</p>	<ul style="list-style-type: none"> - При проверочном расчете определяют действующее нормальное напряжение и сравнивают его с допускаемым, т. е. $\sigma_z = \frac{N_z}{A} \leq [\sigma]$ - При проектном расчете определяют необходимую величину площади поперечного сечения стержня, то есть $[A] = \frac{N_z}{[\sigma]}$ - При расчете допускаемой нагрузки определяют допускаемую величину продольной силы, то есть $[N] = A \cdot [\sigma]$
<p>24 Чему равен внутренний силовой фактор в произвольном поперечном сечении бруса при кручении? Поясните правило знаков?</p>	<p>В произвольном поперечном сечении скручиваемого бруса крутящий момент равен алгебраической сумме вращающих моментов T_i, действующих на рассматриваемую (оставленную) часть вала, то есть $M_z = \pm T_1 \pm T_2 \pm \dots \pm T_n = \sum \pm T_i$</p> <p>где «+» - если вращающий момента направлен по часовой стрелки (при взгляде на рассматриваемую часть вала со стороны отброшенной части) и «-», если T направлен против стрелки часов</p>
<p>25 Приведите формулу для определения касательных напряжений в</p>	<p>Касательные напряжения в любой точке поперечного сечения равны</p> $\tau = \frac{M_z \cdot y}{I_p}$ <p>Касательные напряжения максимальны в точках наиболее</p>

<p>любой точке поперечном сечении круглого бруса при кручении? В какой точке поперечного сечения касательные напряжения максимальны, а в какой равны нулю?</p>	$\tau = \frac{M_z \cdot y_{\max}}{I_p} = \frac{M_z \cdot d}{I_p \cdot 2} = \frac{M_z}{W_p} = \frac{M_z \cdot 16}{\pi \cdot d^3}$ <p>отдаленных от оси вала, то есть</p> <p>Полярный момент инерции для вала круглого поперечного сечения</p> $I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$ <p>Полярный момент сопротивления для вала круглого поперечного сечения</p> $W_p = \frac{I_p \cdot 2}{d} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$ <p>Вывод: касательные напряжения максимальны в точках, наиболее отдаленных от оси вала, а равны нулю – в центре тяжести поперечного сечения (когда $y_{\max}=0$)</p>
<p>26 Обозначение, единица измерения и формула величины деформации при кручении</p>	<p>Угол закручивания вала (при постоянной величине диаметра поперечного сечения на всем участке закручивания l):</p> $\varphi = \frac{M_z \cdot l}{G \cdot I_p}$ <p>где G - модуль упругости при сдвиге, для стали $G = 0,8 \cdot 10^4$ МПа</p> <p>Относительный угол закручивания вала (при постоянной величине диаметра поперечного сечения на всем участке закручивания l):</p> $\varphi_0 = \frac{\varphi}{l} = \frac{M_z}{G \cdot I_p}$
<p>27 Какую деформацию балки называют изгибом? По каким формулам определяют внутренние силовые факторы, возникающие в поперечных сечениях балок при изгибе? Правило знаков при их определении?</p>	<p>Если брус находится под действием двух пар сил, расположенных в плоскости его продольной оси, то возникает деформация изгиба. Представим себе в таком брус продольные волокна. При деформации изгиба волокна в одной зоне удлиняются, в другой - укорачиваются (рис. 1).</p>  <p>Рисунок 1 - Схема деформации при чистом изгибе</p> <p>Между зонами растяжения и сжатия располагается нейтральный слой, волокна которого не подвергаются деформации и сохраняют свою длину неизменной. Чем дальше волокна расположены от нейтрального слоя, тем большую деформацию они испытывают. Отсюда можно сделать вывод, что при изгибе в поперечных сечениях бруса под действием внутренних сил возникают нормальные напряжения растяжения и сжатия. Наибольшие напряжения будут в точках, наиболее удаленных от нейтрального слоя.</p> <p>Случай <i>чистого изгиба</i> - когда брус находится под действием пар сил. Но изгиб может возникнуть и при ином нагружении бруса, например под действием силы и реакций опор, перпендикулярных оси балки (рис.2, а) (брус, испытывающий деформацию изгиба, обычно называют балкой). В этом случае характер деформирования более сложный и носит название <i>поперечного изгиба</i>.</p>

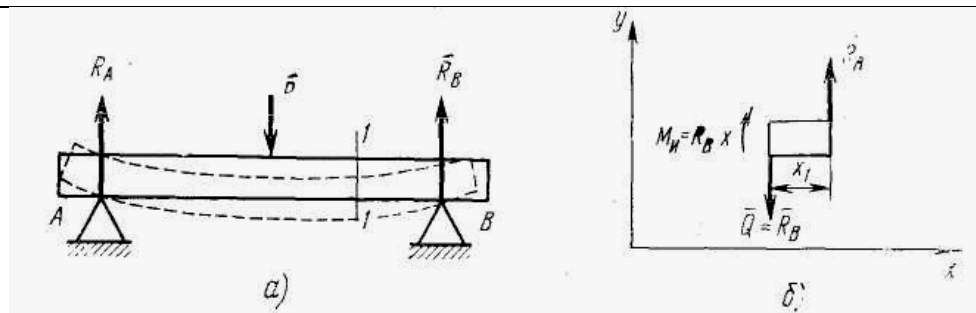


Рисунок 2 - Схема изгиба двухопорной балки (а), метод сечения для определения внутренних сил (б)

Формулам для определения внутренних силовых факторов, возникающих в поперечных сечениях балок при изгибе и правило знаков при их определении

Для определения внутренних силовых факторов применим метод сечений. Рассмотрим любое сечение, например 1 - 1. Рассечем брус, отбросим левую часть и рассмотрим равновесие оставшейся правой части (рис. 2, б). Для общего случая равновесия тел требуется соблюдение трех условий. Первое условие — равенство нулю суммы сил, направленных параллельно одной из осей (ось y), позволяет сделать вывод, что в сечении должны быть внутренние поперечные силы, равнодействующая которых Q равна Rb . Второе условие — равенство нулю суммы сил, направленных параллельно другой оси (оси x), — соблюдается тождественно, так как обе силы — и внешняя и равнодействующая внутренних сил — направлены перпендикулярно этой оси. Однако для равновесия отсеченной части этого недостаточно, так как силы Q и Rb образуют пару сил с плечом x_1 . Соблюдение третьего условия — равенство нулю суммы моментов всех сил — подсказывает нам, что в сечении должны дополнительно действовать внутренние силы, приводящие к образованию уравновешивающей пары сил, т. е. изгибающего момента $M_a = Rb x_1$. Таким образом, окончательно выясняется, что в сечении действуют следующие внутренние силовые факторы: поперечная сила и изгибающий момент.

Первый фактор — есть следствие деформации сдвига, а второй — следствие деформации изгиба. Как показала практика, главную опасность для прочности материала при поперечном изгибе представляют нормальные напряжения

Уравнение поперечной силы равно алгебраической сумме проекций всех сил на ось y , то есть

$$Q_y = \sum \pm Y_i = \pm Y_1 \pm Y_2 \pm \dots \pm Y_n$$

где «+» - если вектор силы вращает оставшуюся часть балки по часовой стрелке рис.3, а (центром вращения считать место, где была разрезана балка) и «-», если вектор силы вращает оставшуюся часть балки против стрелки часов рис. 3, б .

В случае действия на рассматриваемую часть балки равномерно — распределённой q на некоторой длине l , то ее заменяют её равнодействующей Q' , приложенной в середине данного участка l : $Q' = q \cdot l$

Уравнение изгибающего момента равно алгебраической сумме моментов всех сил относительно точки где проведено сечение реза, то есть

$$M_x = \sum M_x(F_i) = M_x(F_1) + M_x(F_2) + \dots M_x(F_n) = (\pm F_1 \cdot l_1) + (\pm F_2 \cdot l_2) + \dots + (\pm F_n \cdot l_n)$$

где «+» - если вектор силы деформирует оставшуюся часть балки в

виде «получашки» («улыбки») рис. 4, а (центром изгиба считать место, где была разрезана балка) и «-», если вектор силы изгибает оставшуюся часть балки в виде «полузонта» («грусти») рис. 4, б

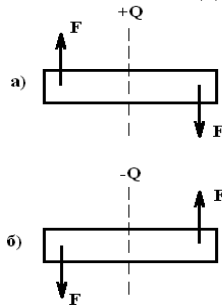


Рисунок 3

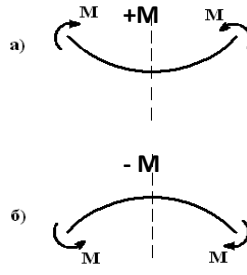


Рисунок 4

28 Как определить нормальное напряжение в любой точке поперечного сечения балки при изгибе? В какой точке напряжения максимальны, а в какой равны нулю?

$$\sigma = \frac{E \cdot y}{\rho} = \frac{M_x}{I_x} \cdot y$$

где σ - нормальное напряжение в любой точке поперечного сечения балки при изгибе;

E - модуль продольной упругости материала (модуль Юнга), Па;

y - расстояние от рассматриваемой точки, где определяют нормальное напряжение до нейтральной оси, м;

ρ - радиус кривизны элементарного участка бруса при изгибе, м;

M_x - изгибающий момент в поперечном сечении бруса, Н·м;

I_x - момент инерции площадки поперечного сечения бруса, м⁴.

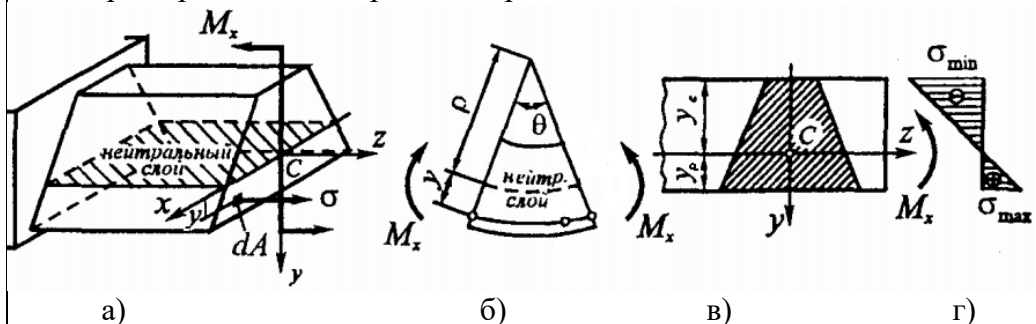
Наибольшие напряжения в зоне растяжения обозначаются $+\sigma_{max}$, а в зоне сжатия — $-\sigma_{max}$, т. е. знаком плюс обозначают напряжения растяжения, а знаком минус — напряжения сжатия. В точках, расположенных на нейтральном слое, напряжения равны нулю

Плоскость нейтрального слоя при изгибе рис. а

Поворот элементарной части, рис. б;

Поперечное сечение, рис.в;

Эпюра нормальных напряжений, рис.г



29 Что показывает осевой момент сопротивления поперечного сечения балки и чему он равен для прямоугольного и круглого сечений, швеллера, двутавра?

Величина, обозначаемая W , называется *осевым моментом сопротивления изгибу*. Она характеризует способность поперечного сечения сопротивляться наибольшему напряжению при деформации изгиба. Величина W зависит от формы и размеров поперечного сечения и его ориентации по отношению к изгибающему моменту, для чего к букве W добавляют индекс, соответствующий обозначению нейтральной оси, например W_z или W_y .

Размерность W — м³, см³, мм³.

Для квадратного сечения со стороной a

$$W_z = W_y = \frac{a^3}{6};$$

для прямоугольного сечения (рис. в)

$$W_z = \frac{bh^2}{6}, \quad W_y = \frac{hb^2}{6};$$

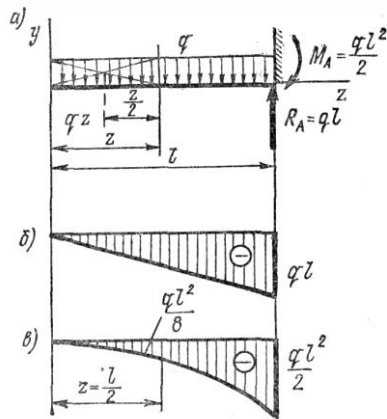


Рисунок 4

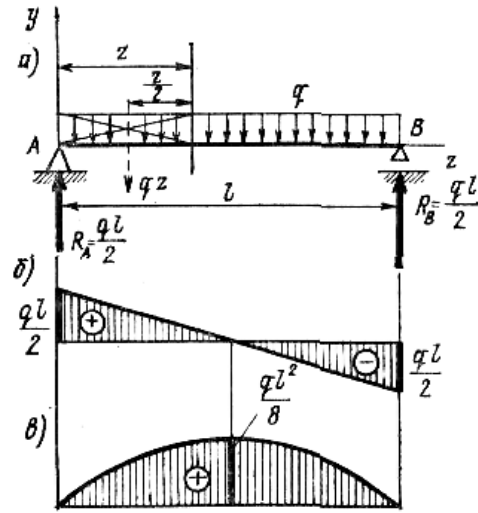
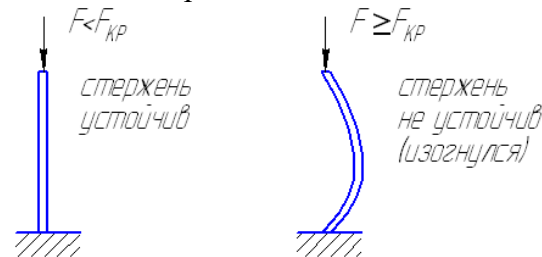


Рисунок 5

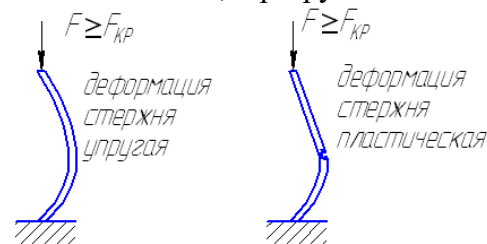
г) В точках приложения сосредоточенных сил на эпюре поперечных сил имеют место скачки, равные по величине силам, а на эпюре моментов — переломы, направленные навстречу силам (см. рис. 1 и 2);
 д) В точках приложения сосредоточенных пар сил на эпюре моментов возникают скачки, равные величинам пар (см. рис. 3);
 В точках, где поперечная сила равна нулю ($Q = 0$), значение момента принимает экстремальное значение — максимальное или минимальное на рассматриваемом участке

32 Какая форма равновесия конструкции называется устойчивой? Какую силу при сжатии стержня называют критической и по какой формуле ее определяют?

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



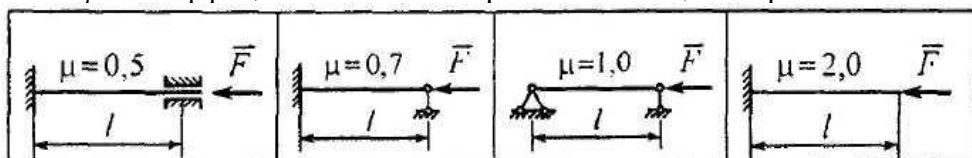
В случае упругой деформации критическую силу считают по формуле Эйлера

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

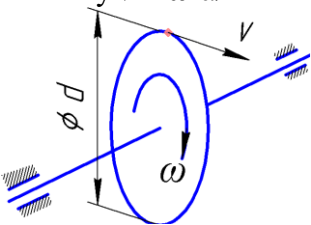
где $\pi=3,14$ рад

E – модуль продольной упругости материала, МПа

μ – коэффициент способа закрепления концов стержня



	<p>I_{MIN} – момент инерции формы поперечного сечения стержня (минимальный из I_x или I_y), мм⁴ l – длина стержня, мм</p> <p>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, мм² a, b, c – характерные коэффициенты, МПа λ – гибкость стержня, безразмерная</p>
<p>33 По какой формуле определяют фактическую и предельную (первую и вторую) гибкости? Классификация стержней по их фактической гибкости</p>	<p>Фактическую гибкость определяют по формуле</p> $\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{MIN}}$ <p>где i_{MIN} – 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 λ с первой λ_1 или второй λ_2 предельной гибкостью.</p> <p>Если $\lambda \leq \lambda_1$ то стержень большой гибкости, где $\lambda_1 = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{шц}}}$</p> <p>Если $\lambda \geq \lambda_1$, но $\lambda \leq \lambda_2$ то стержень средней гибкости, где λ_2 берут из справочных таблиц</p> <p>Если $\lambda \geq \lambda_2$ то стержень малой гибкости, тогда критическую силу считают из условия прочности материала на сжатие $F_{кр} = A \cdot \sigma_{ТС}$ где $\sigma_{ТС}$ – предел текучести материала при сжатии, МПа.</p> <p>По параметру гибкости стержни делят на три категории</p> <ol style="list-style-type: none"> 1 Стержни большой гибкости (при потере устойчивости деформация упругая) 2 Стержни средней гибкости (при потере устойчивости деформация пластическая) 3 Стержни малой гибкости (устойчивость не теряют; разрушаются при сжатии)
<p>34 Дать определение основным понятиям курса «детали машин»: деталь, сборочная единица, изделие, механизм, классификация механизмов, привод, машина</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</p>

	<p>– преобразуют различные виды энергии в полезную работу. 2 Информационные – преобразуют различные виды электронной информации</p>
<p>35 Дать определение механической передачи, а также ее кинематическим и силовым характеристикам: передаточное число, окружная скорость, мощность на валу, КПД</p>	<p>Как правило, угловая скорость вала исполнительного механизма должны быть значительно ниже, чем угловая скорость вала двигателя, а вращающий момент должен быть достаточно большим. Поэтому между ними необходимо расположить передаточный механизм, называемый механической передачей, которая будет понижать кинематическую характеристику (угловую или линейную скорость), а повышать силовую характеристику (вращающий момент или тяговое усилие).</p> <p>Механические передачи классифицируются:</p> <p>1 по взаимному расположению ведущего и ведомого валов в пространстве</p> <p>а) передачи между параллельными валами, б) между пересекающимися валами, в) между скрещивающимися валами;</p> <p>2 по принципу осуществления передачи движения</p> <p>а) передачи трением, б) передачи зацеплением;</p> <p>3 по способу контакта между ведущим и ведомым звеньями</p> <p>а) передачи с непосредственным касанием, в) передачи с гибкой связью.</p> <p>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).</p> <p>Передаточное число i – это отношение угловой скорости вала ведущего звена ω_1 к угловой скорости вала ведомого ω_2. Это же отношение справедливо, если заданы частоты вращения валов n_1 и n_2. $i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$</p> <p>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 ω звена, по равенству $v = \omega \cdot d/2$</p>  <p>Рисунок 1 – Связь окружной и угловой скоростей</p> <p>Мощность на валу определяют, если известны</p> <p>а) окружное усилие F и окружная скорость v, по равенству $P = F \cdot v$ б) и вращающий момент T угловая скорость ω, по равенству $P = T \cdot \omega$</p> <p>Окружное усилие F и вращающий момент T связаны между собой соотношением $T = F \cdot d/2$</p>

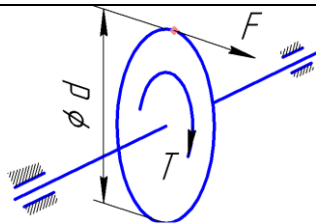


Рисунок 2 – Связь окружной силы и вращающего момента
 Коэффициент полезного действия η (КПД) механической передачи, показывает какая доля мощности, подводимой к ведущему звену P_1 сохраниться на ведомом звене P_2 , то есть $\eta = P_2/P_1$.

36 Что называют надежностью, календарным и рабочим сроком службы изделия?

Надежность изделия - это его способность выполнять заданные функции, показатели которых будут сохранять требуемые значения в течение определенного промежутка времени.
 Календарный срок службы - промежуток времени, измеряемый в годах, в течение которого будет обеспечена надежная работа изделия.
 Рабочий срок службы - промежуток времени, измеряемый в часах, в течение которого будет обеспечена надежная работа изделия, при его безостановочной эксплуатации.

37 Преимущества и недостатки зубчатых передач

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, контролирующий инструмент)

38 Какие диаметры зубчатого колеса обозначают буквами d_a d_f и d ?

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)

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

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 $h = 2,25m$

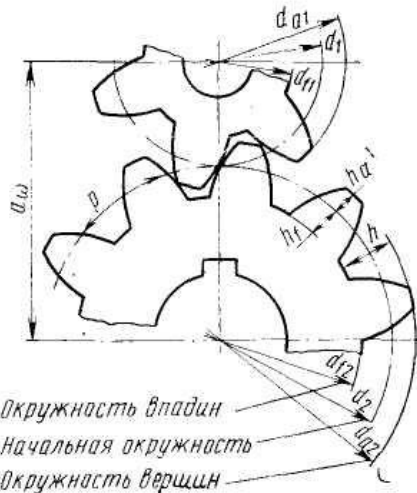


Рисунок 1 - Элементы зубчатого зацепления

39 Виды разрушения зубьев зубчатых колес

- 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

40 Назначение, достоинства и недостатки червячной передачи

Червячная передача представляет собой зубчато-винтовую передачу и состоит из червячного колеса (косозубого колеса с зубьями специальной формы) и червяка (винта с трапециевидальной 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.

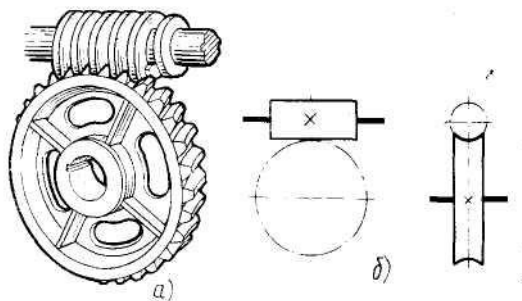


Рисунок 1 - Червячная передача (а) и ее условное изображение
Передаточное число червячной передачи

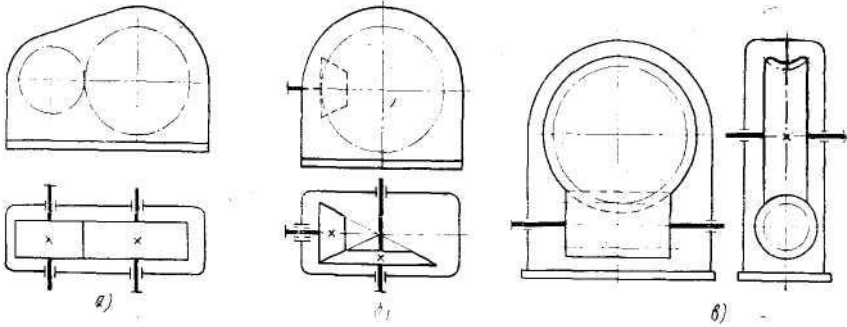
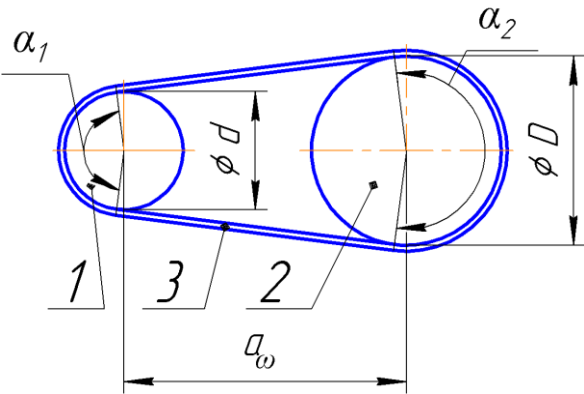
$$u_{1-2} = \frac{z_k}{z_{\text{ч}}}$$

где z_k — число зубьев колеса; $z_{\text{ч}}$ — 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 $z_{\text{ч}}=1$, 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

	<p>относительно червяка при монтаже передачи 3 Дороговизна материала червячного колеса и червяка</p>
<p>41 Что называют редуктором?</p>	<p>Редуктором называется передаточный механизм, состоящий из одной и более механических передач (зубчатых или червячных), валы которых расположены на подшипниках качения в корпусе. 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 многоступенчатыми.</p>  <p>Рисунок 1 - Схемы редукторов: а — одноступенчатый с цилиндрическими колесами, б — одноступенчатый с коническими колесами, в — одноступенчатый червячный</p>
<p>42 Достоинства и недостатки ременных передач</p>	<p>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</p>  <p>1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 - ремень</p> <p>Рисунок 1 - конструкция ременной передачи</p> <p>Передаточное число ременной передачи подсчитывается как</p> $u_{1-2} = \frac{D}{d}$ <p>отношение диаметров ведомого и ведущего шкивов</p> <p>На надежную работу передачи особое влияние оказывает угол обхвата ремнем малого шкива α_1. Практикой установлено, что ременная передача будет работать надежно, если угол обхвата α_1 будет не меньше 120°. Это требование выполняется, если соблюдаются такие условия: $1/3 < u_{1-2} < 3$ и межосевое расстояние не меньше удвоенной суммы диаметров шкивов $a_w \leq 2 \cdot (d + D)$.</p> <p><u>Достоинства</u></p> <ol style="list-style-type: none"> 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

43 Достоинства и недостатки цепных передач

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

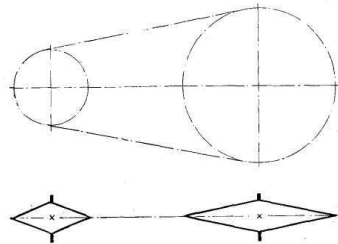
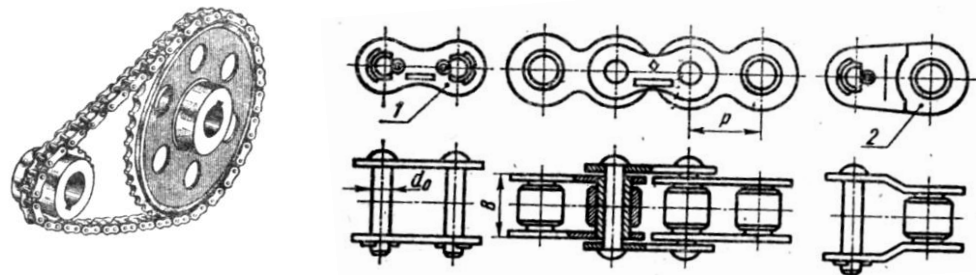


Рисунок 1 - Условное обозначение цепной передачи

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;

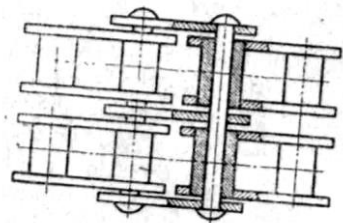
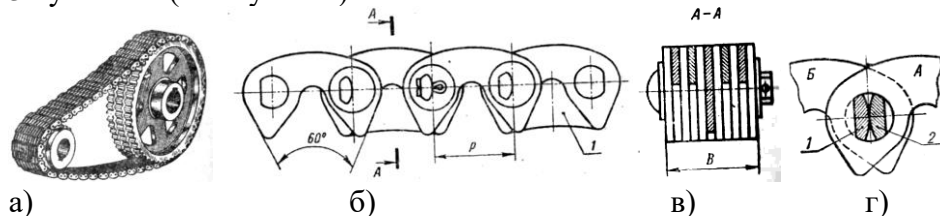


Рисунок 3 – Сдвоенная втулочная цепь

3 Зубчатые (бесшумные)



- а) – 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

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

формуле:

T_1 – вращающий момент на ведущей звездочке, Н·м; $K_э$ – коэффициент эксплуатации (от 1,1 до 2); v – число рядов цепи; z_1 – число зубьев ведущей звездочки; $[p]$ – допустимое давление в шарнире цепи, МПа (от 5,27 до 168)

Достоинства цепной передачи (по сравнению с ременной):

- 1 отсутствие проскальзывания, а следовательно, постоянство передаточного числа
- 2 передача вращения на большие расстояния (до 8 м)
- 3 передача больших мощностей двум и более звездочкам – до 150 кВт, при одинаковых размерах в сравнение с ременной передачей
- 4 меньшая нагрузка на валы и возможность передавать большие моменты.

Недостатки

- 1 необходимость смазывания передачи
- 2 шум (при скоростях цепи, близких к предельный – 25 м/с)
- 3 большой погонный вес гибкой связи (цепи)
- 4 увеличения шага цепи вследствие ее вытягивания

Передаточное число цепной передачи определяется так же, как и зубчатой:

$$u_{1-2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где z_1 и z_2 — числа зубьев соответственно ведущей и ведомой звездочек.

Рекомендуемое значение передаточного числа u_{1-2} цепной передачи – до 7

44 Достоинства, недостатки и область применения подшипников скольжения

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)

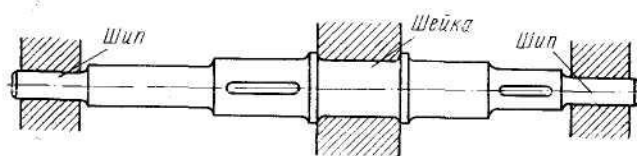


Рисунок 1 - Цапфы на участках вала или оси

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.

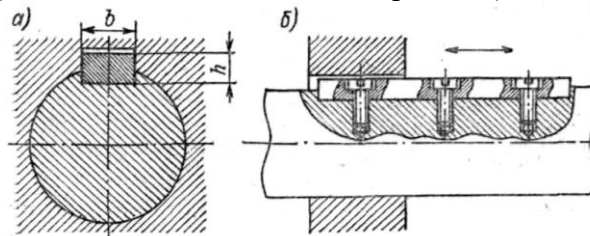
	<p>Однако у них есть и существенные недостатки, в первую очередь — большие потери мощности на преодоление сил трения скольжения</p>
<p>45 Устройство подшипников скольжения</p>	<p>Наиболее часто, особенно при больших нагрузках, применяют подшипник с разрезной втулкой (разъемными вкладышами) (рис. 6). 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.</p>  <p>Рисунок 1 - Разъемный подшипник скольжения</p>
<p>46 Из каких деталей состоят подшипники качения? Роль сепаратора</p>	<p>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).</p>  <p>а — шариковый радиальный однорядный, б — роликовый конический радиально-упорный, в — шариковый упорный одинарный; 1 — наружное кольцо, 2 — внутреннее кольцо, 3 — шарик, 4 — сепаратор</p> <p>Рисунок 1 - Подшипники качения</p>
<p>47 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"> - первая и вторая - внутренний диаметр подшипника (результат деления диаметра на 5) - третья - серия подшипника по ширине - четвертая - тип подшипника - пятая - конструктивная особенность подшипника <p>Пример расшифровки номеров 217, 7310, 36208 и 46315</p>

	<p><u>217</u> 17 – внутренний диаметр подшипника 17x5 = 85 мм 2 – подшипник легкой серии (по диаметру) 0 – тип подшипника – шариковый радиальный</p> <p><u>7310</u> 12 – внутренний диаметр подшипника 12x5 = 60 мм 3 – подшипник средней серии (по диаметру) 7 – тип подшипника – роликовый радиально-упорный</p> <p><u>36208</u> 08 – внутренний диаметр подшипника 8x5 = 40 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 15x5 = 75 мм 3 – подшипник средней серии (по диаметру) 6 – тип подшипника – шариковый радиально-упорный 4 – конструктивное отличие подшипника от базового типа (угол конуса подшипника – 26 градусов)</p>
<p>48 Приведите классификацию подшипники качения: а) по направлению воспринимаемой нагрузки; б) по форме тел качения; в) по габаритным размерам</p>	<p>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.</p> <p>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.</p> <p>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.</p>
<p>49 Назначение механических муфт в приводах машин</p>	<p>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).</p> <p>Классификация механических муфт по характеру работы и типу</p> <p>Постоянная – Глухие, Компенсирующие, Упругая (Например, упругая втулочно-пальцевая), Жесткая (Например, крестово-шарнирная муфта);</p> <p>Сцепная - Кулачковая муфта, Фрикционная муфта</p> <p>Самоуправляемая - Центробежная, Предохранительная</p>

50 Назначение шпонок в соединениях деталей машин

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:

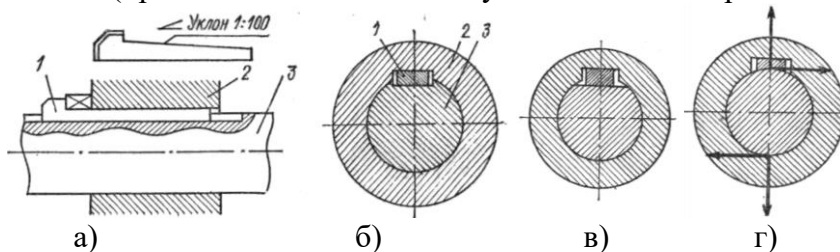
1 Призматические (для неподвижных соединений рис.1, а) и направляющие (для подвижных соединений рис.1, б)



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

Рисунок 1

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

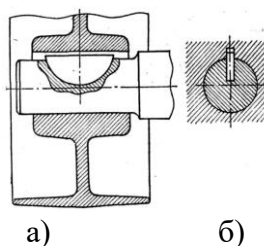


а) конструкция шпоночного соединения клиновой шпонкой; б) клиновая шпонка, расположена в пазу вала; в) клиновая шпонка, расположена на лыске вала г) фрикционная клиновая шпонка (паз на валу отсутствует)

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)

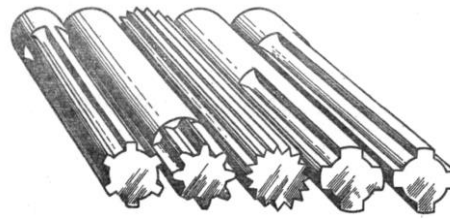
г) паз не выполняют – для фрикционной клиновой шпонки (рис.2, г)

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 отверстиях ступицы выполнены пазы соответствующей формы.

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.

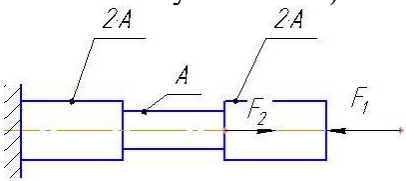


а) б) в) г) д)

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

Рисунок 4

Задачи экзамена

Задача	Рекомендуемое содержание решения и ответа
<p>1 Задан ступенчатый стержень, нагруженный силами $F_1=60$ кН и $F_2=80$ кН. Требуется:</p> <p>а) построить эпюру продольных сил N_z;</p> <p>б) определить максимальное значение продольной силы (по абсолютному значению)</p> <p>в) построить эпюру нормальных напряжений σ_z, при $A=400$ мм²;</p> <p>г) определить максимальное значение нормального напряжения σ_{\max} (по абсолютному значению)</p> 	<p>а) построить эпюру продольных сил N_z; Делим брус на три участка (рис.1.2). 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 продольных сил N_z, как алгебраическую сумму всех сил действующих по правую сторону от сечения: Первый участок $N_I = -F_1 = -60$ кН; второй участок $N_{II} = -F_1 + F_2 = -60 + 80 = 20$ кН; третий участок $N_{III} = -F_1 + F_2 = -60 + 80 = 20$ кН По значениям строим эпюру продольных сил . б) определить максимальное значение продольной силы (по абсолютному значению) $N_{\max} = N_I = 60$ кН в) построить эпюру нормальных напряжений σ_z, при $A=400$ мм²; Определяем значения нормальных напряжений на каждом участке, как отношение продольной силы к площади поперечного сечения соответствующего участка: Первый участок $\sigma_{zI} = N_I / (2A) = -60 \cdot 10^3 / (2 \cdot 400) = -75$ МПа ; второй участок $\sigma_{zII} = N_{II} / (A) = 20 \cdot 10^3 / (400) = 50$ МПа ; третий участок $\sigma_{zIII} = N_{III} / (2A) = 20 \cdot 10^3 / (2 \cdot 400) = 25$ МПа По значениям строим эпюру нормальных напряжений. г) определить максимальное значение нормального напряжения $\sigma_{\max} = 75$ МПа</p>

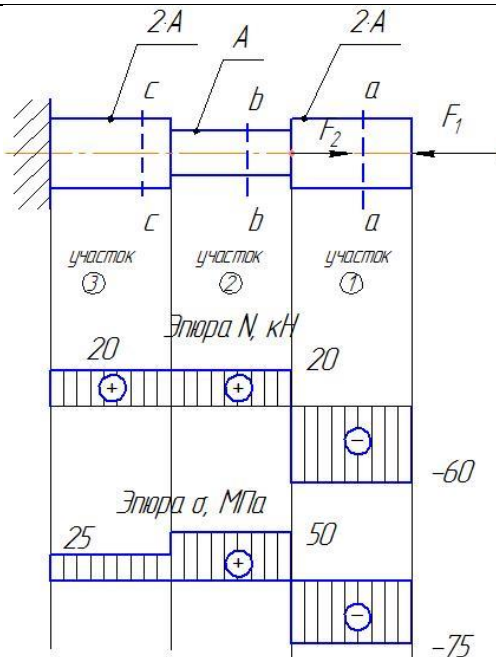


Рисунок 1.2

2 В поперечном сечении стального стержня длиной $l = 2500 \text{ мм}$, возникает нормальное напряжение $\sigma_z = 125 \text{ МПа}$. Пользуясь законом Гука определить: а) абсолютное удлинение Δl стержня; принять $E = 0,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; б) силу F , если площадь поперечного сечения $A = 1250 \text{ мм}^2$

а) формула Гука - $\sigma_z = \varepsilon \cdot E$,

где $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ относительное удлинение

абсолютное удлинение отдельного участка; Δl вычисляются (из закона Гука) по формуле:

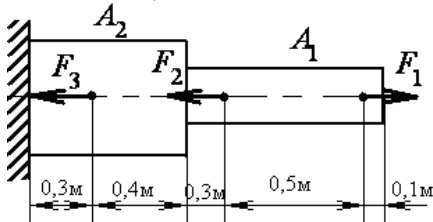
$$\Delta l = \frac{N_{zi} \cdot l}{A_i \cdot E} = \frac{\sigma_{zi} \cdot l}{E} = \frac{125 \cdot 2500}{10000} = 31,25 \text{ мм}$$

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

б) допускаемое напряжение

где $[N] = F = A \cdot [\sigma] = 1250 \cdot 125 = 156250 \text{ Н}$

3 Стальной стержень подвержен действию сил $F_1 = 10 \text{ кН}$, $F_2 = 4 \text{ кН}$, $F_3 = 1 \text{ кН}$. Пользуясь законом Гука определить: а) напряжение σ в каждом поперечном сечении; б) абсолютное удлинение Δl стержня, принять $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $A_1 = 250 \text{ мм}^2$, $A_2 = 450 \text{ мм}^2$



а) определение напряжений

Делим брус на пять участков и определяем в каждом из них значения продольной силы N :

Первый участок $N_I = 0$, второй участок $N_{II} = +F_1 = \dots \text{ кН}$, третий участок $N_{III} = +F_1 - F_2 = \dots \text{ кН}$; четвертый участок $N_{IV} = +F_1 - F_2 = \dots \text{ кН}$, пятый участок $N_V = +F_1 - F_2 - F_3 = \dots \text{ кН}$

Определяем значения нормальных напряжений на каждом участке

Первый участок $\sigma_{ZI} = N_I / (A_1) = \dots$; второй участок $\sigma_{ZII} = N_{II} / (A_1) = \dots \text{ МПа}$; третий участок

$$\sigma_{ZIII} = N_{III} / (A_1) = 6 \cdot 10^3 / (250) = 24 \text{ МПа},$$

$$\text{четвертый участок } \sigma_{ZIV} = N_{IV} / (A_2) = 6 \cdot 10^3 / (450) = 13,3 \text{ МПа}, \text{ пятый}$$

$$\text{участок } \sigma_{ZV} = N_V / (A_2) = 5 \cdot 10^3 / (450) = 11,1 \text{ МПа}$$

б) абсолютное удлинение Δl стержня

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3 + \Delta l_4 + \Delta l_5 = \sum \Delta l_i$$

удлинение отдельного участка; Δl_i вычисляются (из закона Гука) по

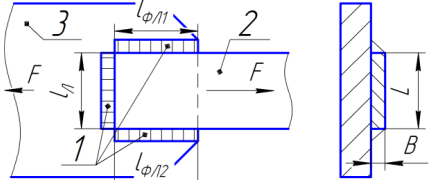
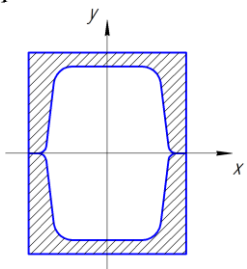
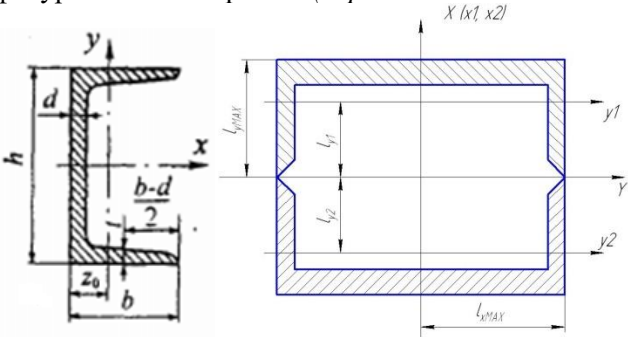
$$\text{формуле: } \Delta l_i = \frac{\sigma_{zi} \cdot l}{E}$$

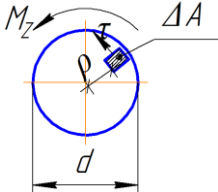
$$\text{Первый участок } \Delta l_1 = \sigma_{ZI} \cdot l_1 / E = 0 / (2 \cdot 10^5) = 0; \text{ второй участок } \Delta l_2$$

$$= \sigma_{ZII} \cdot l_{II} / E = 40 \cdot 0,5 \cdot 10^3 / (2 \cdot 10^5) = 0,1 \text{ мм}; \text{ третий участок } \Delta l_3 = \sigma_{ZIII} \cdot l_{III} / E$$

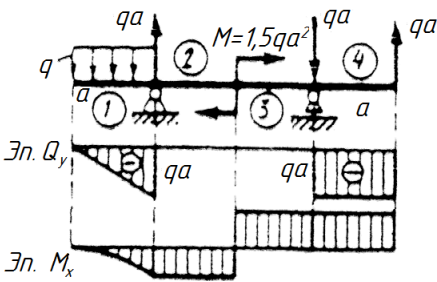
$$= 24 \cdot 0,3 \cdot 10^3 / (2 \cdot 10^5) = 0,036 \text{ мм}, \text{ четвертый участок } \Delta l_4 = \sigma_{ZIV} \cdot l_{IV} / E =$$

$$13,3 \cdot 0,4 \cdot 10^3 / (2 \cdot 10^5) = 0,0266 \text{ мм}, \text{ пятый участок } \Delta l_5 = \sigma_{ZV} \cdot l_V / E =$$

	$11,1 \cdot 0,3 \cdot 10^3 / (2 \cdot 10^5) = 0,0166 \text{ мм.}$ абсолютное удлинение стержня $\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3 + \Delta l_4 + \Delta l_5 = \sum \Delta l_i = 0 + 0,1 + 0,036 + 0,0266 + 0,0166 = 0,18 \text{ мм}$
<p>4 Определить общую длину $l_{ш}$ сварочного шва l, в том числе длины лобового l_L и фланговых швов $l_{\phi L1}$ и $l_{\phi L2}$ (см. рис.) в соединении пластины 2 с косынкой 3. Сварочный шов выполнен внахлест. Значение растягивающей силы F задано. Материал пластины и косынки - сталь Ст3, допускаемое напряжение $[\sigma_p] = 160 \text{ Н/мм}^2$. Сварка электродуговая ручная электродами Э42. Высота катета шва K равна толщине пластины B.</p> <p>Данные: Толщина B и ширина пластины L: $B=8 \text{ мм}$, $L=50 \text{ мм}$; $F=120 \text{ кН}$; длина лобового шва $l_L = L$, длины фланговых швов $l_{\phi L1} = l_{\phi L2}$</p> 	<p>Определить допускаемое напряжение на срез нахлесточного шва $[\tau_{cp}] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ Н/мм}^2$.</p> <p>Определить полную длину сварного шва из условия прочности на срез $\tau_{cp} = F / A = F / (l_{ш} \cdot K) \leq [\tau_{cp}]$</p> <p>катета шва равна толщине пластины $K = B$ $l_{ш} = F / (B[\tau_{cp}]) = 120 \cdot 10^3 / (8 \cdot 96) = 156 \text{ мм}$ Длина лобового шва l_L (см. рис.) $l_L = L = 50 \text{ мм}$, Общая длина шва также равна (согласно схема соединения) $l_{ш} = 2l_{\phi} + l_L$ Откуда длина одного флангового шва $l_{\phi} = (l_{ш} - l_L) / 2 = (156 - 50) = 53 \text{ мм}$</p>
<p>5 Определить момент инерции и момент сопротивления поперечного сечения относительно оси x (см. рисунок). Элементы сечения – швеллер №12</p> 	<p>1. делим сложное сечение на простые фигуры фигура 1 – швеллер №12 (справочные величины $h = 12 \text{ см}$, $b = 5,2 \text{ см}$, $A = 13,3 \text{ см}^2$, $I_y = 31,2 \text{ см}^4$, $I_x = 304 \text{ см}^4$, $z_0 = 1,54 \text{ см}$) фигура 2 – швеллер №12 (справочные величины те же)</p>  <p>Рисунок 8.2 Рисунок 8.3</p> <p>2. Ставим главные (X и Y) и центральные оси ($x_1, y_1; x_2, y_2$). Главные оси принадлежат всему сложному сечению, а центральные – только простым фигурам.</p> <p>3. Геометрические характеристики для центральных осей A – площади простых фигур (для швеллера значение берут из справочных таблиц) $A_1 = 13,3 \text{ см}^2$, $A_2 = 13,3 \text{ см}^2$ l_x - расстояние между вертикальной главной X и центральными осями (x_1 и x_2) простых фигур для первой фигуры $l_{x1} = 0$ (ось x_1 совпадает с осью X) для второй фигуры $l_{x2} = 0$ (ось x_2 совпадает с осью X) l_y - расстояние между горизонтальной главной Y и центральными осями (y_1 и y_2) простых фигур для первой фигуры $l_{y1} = b - z_0 = 5,2 - 1,54 = 3,66 \text{ см}$ для второй фигуры $l_{y2} = b - z_0 = 5,2 - 1,54 = 3,66 \text{ см}$</p>

	<p>I_{xi} – момент инерции простой фигуры для ее центральной оси x (справочная величина) $I_{x1} = 304 \text{ см}^4, I_{x2} = 304 \text{ см}^4$ I_{yi} – момент инерции простой фигуры для ее центральной оси y (справочная величина) $I_{y1} = 31,2 \text{ см}^4, I_{y2} = 31,2 \text{ см}^4$ 4. Геометрические характеристики для главных осей $I_X^{(i)}$ – момент инерции простой фигуры для главной оси X $I_X^{(1)} = I_{x1} + (l_{x1})^2 \cdot A_1 = 304 + 0 \cdot 13,3 = 304 \text{ см}^4$ $I_X^{(2)} = I_{x2} + (l_{x2})^2 \cdot A_2 = 304 + 0 \cdot 13,3 = 304 \text{ см}^4$ $I_Y^{(i)}$ – момент инерции простой фигуры для главной оси Y $I_Y^{(1)} = I_{y1} + (l_{y1})^2 \cdot A_1 = 31,2 + 3,66^2 \cdot 13,3 = 209,4 \text{ см}^4$ $I_Y^{(2)} = I_{y2} + (l_{y2})^2 \cdot A_2 = 31,2 + 3,66^2 \cdot 13,3 = 209,4 \text{ см}^4$ Главные моменты инерции всего сечения I_X и I_Y, (определяем путём суммирования величин $I_X^{(i)}$ и $I_Y^{(i)}$) для оси x: $I_X = I_X^{(1)} + I_X^{(2)} = 304 + 304 = 608 \text{ см}^4$ для оси y: $I_Y = I_Y^{(1)} + I_Y^{(2)} = 209,4 + 209,4 = 418,8 \text{ см}^4$ Моменты сопротивления для осей X и Y (см рис.) $W_X = I_X / l_{x, \text{MAX}} = I_X / (h \cdot 0,5) = 608 / (12 \cdot 0,5) = 101,3 \text{ см}^3$ $W_Y = I_Y / l_{y, \text{MAX}} = I_Y / (b) = 418,8 / (5,2) = 80,5 \text{ см}^3$ Ответ: для заданной фигуры $I_X = 608 \text{ см}^4, I_Y = 418,8 \text{ см}^4, W_X = 101,3 \text{ см}^3, W_Y = 80,5 \text{ см}^3$</p>
<p>6 Вычислить максимальное напряжение τ_{MAX} в поперечном сечении при кручении круглого сплошного вала диаметром $d = 45 \text{ мм}$, если крутящий момент $M_Z = 550 \text{ Н} \cdot \text{м}$</p>	<p>Касательные напряжения максимальны в точках наиболее отдаленных от оси вала, $\tau_{\text{MAX}} = \frac{M_Z \cdot \rho_{\text{max}}}{I_P} = \frac{M_Z \cdot d}{I_P \cdot 2} = \frac{M_Z}{W_P}$</p> <p>Полярный момент сопротивления для вала круглого поперечного сечения $W_P = \frac{I_P \cdot 2}{d} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 45^3}{16} = 178833 \text{ мм}^3$</p> <p>Тогда $\tau_{\text{MAX}} = \frac{M_Z}{W_P} = \frac{550 \cdot 10^3}{178833} = 30,75 \text{ Н} / \text{мм}^2 (\text{МПа})$</p>  <p style="text-align: center;">Рисунок</p>
<p>7 Задана двухопорная балка, для которой требуется: а) Определить поперечную силу Q_y в сечении при $z_1 = 2,5 \text{ м}$ б) определить изгибающий M_x момент при $z = 2 \text{ м}$</p> 	<p>Используя метод РОЗУ (разрезать, отбросить, заменить, уравновесить) в исследуемых сечениях (на расстоянии Z и Z_1) составим уравнения поперечной силы и изгибающего момента</p> <p>а) уравнение поперечной силы в сечении, на расстоянии $Z_1 = 2,5 \text{ м}$ $Q_Y = \Sigma(\pm F_i) = [\text{все силы справа от сечения, расположенном на расстоянии } Z_1] = \pm Q_1 \pm R_B = -Q_1 + R_B = -1 + 2 = 1 \text{ кН}$ где $Q_1 = q \cdot l = 1 \cdot 1 = 1 \text{ кН}$ (равнодействующая равномерно-распределенной нагрузки)</p> <p>б) уравнение изгибающего момента в сечении, на расстоянии $Z = 2 \text{ м}$ $M_X = \Sigma M(F_i) \pm M_i = [\text{сумма моментов сил и пар слева от сечения, на расстоянии } Z] = M(Q_2) + M(R_A) + M(F) = (-Q_2 \cdot (Z - 0,5)) + (R_A \cdot (Z - 1)) + (-F \cdot Z) = (-1 \cdot (2,5 - 0,5)) + (2 \cdot (2,5 - 1)) + (-2 \cdot 2,5) = -2 + 3 - 5 = -4 \text{ кН} \cdot \text{м}$ где $Q_2 = q \cdot l = 1 \cdot 1 = 1 \text{ кН}$ (равнодействующая равномерно-распределенной нагрузки)</p>
<p>8 Применяя правило построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов, определить на каком участке</p>	<p>Правило построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов основано на выяснении вида линий на эпюре поперечной силы и изгибающего момента в зависимости от внешних силовых факторов, приложенных до данного участка балки (правило следует</p>

ошибка в эпюре изгибающих моментов



понимать, исследуя балку слева направо)

1 Если на участке балки отсутствует равномерно-распределенная нагрузка «q», тогда:

- а) на эпюре Q_Y – горизонтальная прямая;
- б) на эпюре M_x – прямая с наклоном вверх (при $Q_Y > 0$); прямая с наклоном вниз (при $Q_Y < 0$); горизонтальная прямая (при $Q_Y = 0$);

2 Если на участке балки приложена равномерно-распределенная нагрузка «q», тогда:

- а) на эпюре Q_Y – прямая с наклоном вниз;
- б) на эпюре M_x – парабола (вершина обращена навстречу векторам «q»);

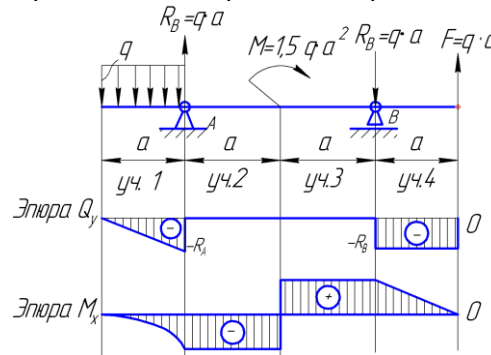
3 В сечении балки, где приложена сосредоточенная сила F:

- а) на эпюре Q_Y – скачек на значение F (в направлении F);
- б) на эпюре M_x – излом (в направлении F);

4 В сечении балки, где приложен сосредоточенный момент M:

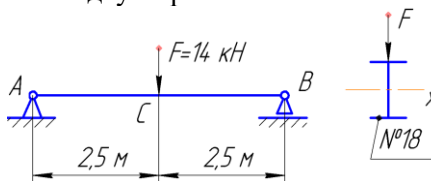
- а) на эпюре Q_Y – изменений не произойдет;
- б) на эпюре M_x – скачек на значение M (если M по часовой, то в «+», и наоборот)

Правильное построение эпюр данной задачи показано на рисунке



Рисунок

9 Определить максимальное напряжение σ у двухопорной балки двутаврового сечения



1 Находим максимальный изгибающий момент M_x

Для двухопорной балки изгибающий момент максимален в наиболее отдаленной точке, где действует сила F, то есть

$$M_{x(\max)} = F \cdot 0,5 \cdot l = 14 \cdot 0,5 \cdot 2,5 = 17,5 \text{ кН} \cdot \text{м} = 17,5 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

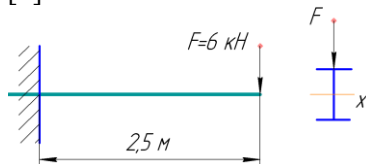
2 W_x - осевой момент сопротивления

$$W_x = 143 \text{ см}^3 = 143 \cdot 10^3 \text{ мм}^3 \text{ (для двутавра №18)}$$

3 Находим максимальное нормальное напряжение

$$\sigma_{z(\max)} = \frac{M_{x(\max)}}{W_x} = \frac{17,5 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}}{143 \cdot 10^3 \text{ мм}^3} = 122,5 \text{ Н} / \text{мм}^2 \text{ (МПа)}$$

10 Из условия прочности определить номер профиля двутавровой консольной балки, если допусаемое напряжение $[\sigma] = 120 \text{ МПа}$



1 максимальный изгибающий момент

$$M_{x(\max)} = F \cdot l = 6 \cdot 2,5 = 15 \text{ кН} \cdot \text{м} = 15 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

2 осевой момент сопротивления

$$W_x = \frac{M_{x(\max)}}{[\sigma]} = \frac{15 \cdot 10^6}{120} = 125000 \text{ мм}^3 = 125 \text{ см}^3$$

3 по справочной таблице определяем номер двутавра согласно условию $0,85 \cdot W_x \leq W_x^{\text{ТАБЛ}} \leq 1,05 \cdot W_x$, тогда

$$106,25 \leq W_x^{\text{ТАБЛ}} \leq 131,25, \text{ подходит номер №16 (} W_x^{\text{ТАБЛ}} = 109 \text{ см}^3 \text{)}$$

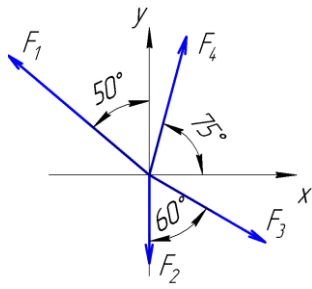
11 Определить модуль равнодействующей силы графическим способом (с помощью силового многоугольника) и проекционным способом $F_1 = 440 \text{ Н}$, $F_2 = 210 \text{ Н}$, $F_3 = 320 \text{ Н}$,

Графический способ

1 Масштаб построения и длины векторов

- а) Определяем наибольшее значение силы $F_{\max} = 440 \text{ кН}$;
- б) Назначаем длину вектора наибольшей силы $L_{\max} = 22 \text{ мм}$;
- в) Определяем масштаб построения силового многоугольника $M = F_{\max} / L_{\max} = 440 / 22 = 20 \text{ Н/мм}$
- г) Определяем длину вектора F_1 : $L_1 = F_1 / M = 440 / 20 = 22 \text{ мм}$

$F_4=340 \text{ Н}$



д) Определяем длину вектора F_2 : $L_2=F_2/M=210/20=10,5 \text{ мм}$

д) Определяем длину вектора F_3 : $L_3=F_3/M=320/20=16 \text{ мм}$

д) Определяем длину вектора F_4 : $L_4=F_4/M=340/20=17 \text{ мм}$

2 Силовой многоугольник

Начертить вектор F_1 [длиной L_1] → от конца вектора F_1 вычертить вектор F_2 [длиной L_2] → от конца вектора F_2 вычертить вектор F_3 [длиной L_3] - от конца вектора F_3 вычертить вектор F_4 [длиной L_4] – проводим равнодействующую F_Σ [отрезок соединяющий конец вектора F_4 с началом вектора F_1],

3 Определяем длине отрезка равнодействующей силы $L_\Sigma = 12 \text{ мм}$;

4 Определяем длине отрезка равнодействующей силы $F_\Sigma = L_\Sigma \cdot M = 12 \cdot 20 = 240 \text{ Н}$

Проекционный способ

проекции сил $F_1 F_2 F_3 F_4$ на ось x

$$F_{1X} = F_1 \cdot \cos(40^\circ) = 440 \cdot 0,766 = 337 \text{ Н};$$

$$F_{2X} = F_2 \cdot \cos(90^\circ) = 210 \cdot 0 = 0$$

$$F_{3X} = F_3 \cdot \cos(30^\circ) = 320 \cdot 0,866 = 277,1 \text{ Н};$$

$$F_{4X} = F_4 \cdot \cos(75^\circ) = 340 \cdot 0,259 = 88 \text{ Н}$$

проекции сил $F_1 F_2 F_3 F_4$ на ось y

$$F_{1Y} = F_1 \cdot \sin(40^\circ) = 440 \cdot 0,643 = 283 \text{ Н};$$

$$F_{2Y} = F_2 \cdot \sin(90^\circ) = 210 \cdot 1 = 210 \text{ Н};$$

$$F_{3Y} = F_3 \cdot \sin(30^\circ) = 320 \cdot 0,5 = 160 \text{ Н};$$

$$F_{4Y} = F_4 \cdot \sin(75^\circ) = 340 \cdot 0,966 = 328,4 \text{ Н}$$

Модуль равнодействующей силы

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{28^2 + 241,4^2} = 243 \text{ Н}, \text{ где } R_x \text{ и } R_y \text{ проекции}$$

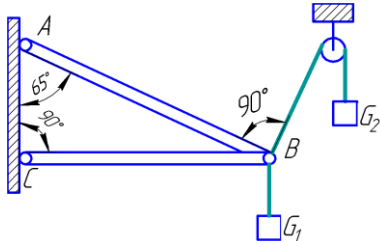
равнодействующей силы на оси

$$R_x = \sum F_x = \pm F_{1X} \pm F_{2X} \pm F_{3X} \pm F_{4X} = -337 + 0 + 277 + 88 = 28 \text{ Н}$$

$$R_y = \sum F_y = \pm F_{1Y} \pm F_{2Y} \pm F_{3Y} \pm F_{4Y} = 283 - 210 - 160 + 328,4 =$$

$$= 241,4 \text{ Н}$$

12 . Аналитически (составив уравнения равновесия) и графически (с помощью силового многоугольника) определить реакции R_1 и R_2 , возникающие соответственно в стержнях AB и CB . В шарнире B крепятся два каната, к которым привязаны грузы весом $G_1 = 300 \text{ Н}$ и $G_2 = 130 \text{ Н}$

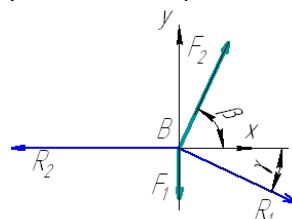


Аналитический способ

1 Ставим активные силы F_1 и F_2 к канатам и реактивные силы R_1 и R_2 вдоль стержней AB и CB ;

2 Чертим силовую схему

следует оставить только узловую точку B , активные (F_1, F_2) и реактивные (R_1, R_2) силы, поставить оси координат x и y , а также острые углы наклона векторов F_1, F_2, R_1, R_2 к оси x ($\alpha=90^\circ$ для F_1 , $\beta=65^\circ$ для F_2 , $\gamma=25^\circ$ для R_1 , $\varphi=0^\circ$ для R_2).



3 Определяем проекции сил

на ось x

$$F_{1X} = F_1 \cdot \cos(\alpha) = 130 \cdot \cos(90^\circ) = 130 \cdot 0 = 0$$

$$F_{2X} = F_2 \cdot \cos(\beta) = 300 \cdot \cos(65^\circ) = 300 \cdot 0,422 = 126,6 \text{ кН}$$

$$R_{1X} = R_1 \cdot \cos(\gamma) = R_1 \cdot \cos(25^\circ) = R_1 \cdot 0,906$$

$$R_{2X} = R_2 \cdot \cos(\varphi) = R_2 \cdot \cos(0^\circ) = R_2 \cdot 1 = R_2$$

на ось y

$$F_{1Y} = F_1 \cdot \cos(90-\alpha) = F_1 \cdot \cos(0^\circ) = 130 \cdot 1 = 130 \text{ кН}$$

$$F_{2Y} = F_2 \cdot \cos(90-\beta) = F_2 \cdot \cos(25^\circ) = 300 \cdot 0,906 = 271,8 \text{ кН}$$

$$R_{1Y} = R_1 \cdot \cos(90-\gamma) = R_1 \cdot \cos(65^\circ) = R_1 \cdot 0,422$$

$$R_{2Y} = R_2 \cdot \cos(90-\varphi) = R_2 \cdot \cos(90^\circ) = R_2 \cdot 0 = 0$$

4 Составляем два уравнения равновесия

$$\sum F_{ix} = \pm F_{1x} \pm F_{2x} \pm R_{1x} \pm R_{2x} = 0 + 126,6 + R_1 \cdot 0,906 - R_2 = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_{iy} = \pm F_{1y} \pm F_{2y} \pm R_{1y} \pm R_{2y} = -130 + 271,8 - R_1 \cdot 0,422 + 0 = 0 \quad (2)$$

5. Реакции в стержнях (из уравнения (1) и (2) определяем неизвестные реакции R_1 и R_2)

реакция $R_1 = (271,8 - 130) / 0,422 = 336$ кН

реакция $R_2 = 126,6 + R_1 \cdot 0,906 = 126,6 + 336 \cdot 0,906 = 126,6 + 304,42 = 431$ кН

Графический способ

1 Масштаб построения и длины векторов

а) Определяем наибольшее значение силы $F_{\max} = 300$ кН [F_1 или F_2];

б) Назначаем длину вектора наибольшей силы $L_{\max} = 30$ мм [от 10 до 100 мм];

в) Определяем масштаб построения силового многоугольника

$$M = F_{\max} / L_{\max} = 300 / 30 = 10 \text{ кН/мм}$$

г) Определяем длину вектора F_1 : $L_1 = F_1 / M = 130 / 10 = 13$ мм

д) Определяем длину вектора F_2 : $L_2 = F_2 / M = 300 / 10 = 30$ мм

2 Силовой многоугольник

Начертить вектор F_1 [длиной L_1] \rightarrow от конца вектора F_1 вычертить

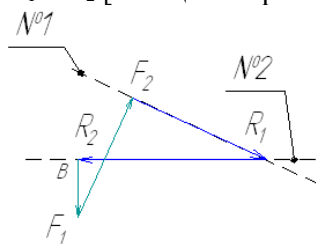
вектор F_2 [длиной L_2] \rightarrow из конца вектора F_2 провести линию №1

под наклоном реакции R_1 \rightarrow через начало F_1 провести линию №2

под наклоном реакции R_2 \rightarrow [пересечение линий №1 и №2 – это

конец реакции R_1 и начало реакции R_2] \rightarrow навести вектора реакций

R_1 и R_2 [конец вектора R_2 совпадает с началом вектора F_1]



3 Определяем длины отрезков

длина отрезка реакций R_1 : $L_{R1} = 34$ мм;

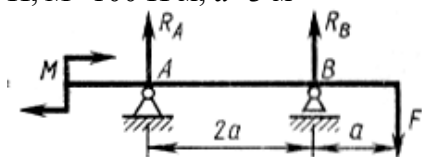
длина отрезка реакций R_2 : $L_{R2} = 43$ мм;

4 Реакции в стержнях

реакция $R_1 = L_{R1} \cdot M = 34 \cdot 10 = 340$ кН;

реакция $R_2 = L_{R2} \cdot M = 43 \cdot 10 = 430$ кН

13 Найти неизвестные реакции R_A и R_B , если $F=700$ Н, $M=100$ Н·м, $a=3$ м



Составим уравнение равновесия

1) сумма моментов для точки А

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

Из этого равенства находим реакцию

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

2) сумма моментов для точки В

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

Из этого равенства находим R_A

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

Проверка. Сумма проекций всех сил на ось у

$$+ R_A + R_B - F = 431,25 + (-131,25) - 300 = 0, \text{ следовательно решение верно}$$

14 Определить координату X_c центра тяжести С площади таврового сечения (размеры в сантиметрах)

1 Ставим оси x и y

2 Разделяем пластину на простые фигуры: прямоугольник - №1, прямоугольник - №2

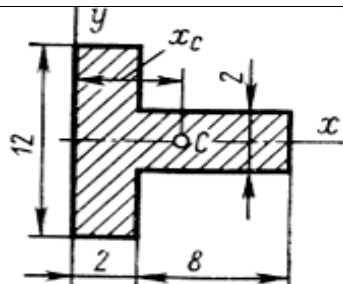
3 Определяем площади простых фигур

$$+ A_1 = b \cdot h = 2 \cdot 12 = 24 \text{ см}^2,$$

$$+ A_2 = 1 \cdot c = 8 \cdot 2 = 16 \text{ см}^2$$

Если есть вырезаемые фигуры (отверстия), то площадь принимаем со знаком « - » (минус);

4 Определяем координаты центра тяжести простых фигур и



отмечаем полученные точки на схеме пластины

первая фигура - C1 ($x_1=1$ см, $y_1=0$ см);

вторая - C2 ($x_2=6$ см, $y_2=0$ см);

5 Определяем координаты центра тяжести пластины по формулам:

$$x_c = \frac{\sum x_i \cdot A_i}{\sum A_i} = \frac{x_1 \cdot A_1 + x_2 \cdot A_2}{A_1 + A_2} = \frac{1 \cdot 24 + 6 \cdot 16}{24 + 16} = 3 \text{ см}$$

$$y_c = \frac{\sum y_i \cdot A_i}{\sum A_i} = \frac{y_1 \cdot A_1 + y_2 \cdot A_{2,3}}{A_1 + A_2} = \frac{0 \cdot 24 + 0 \cdot 16}{24 + 16} = 0$$