ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I»
(ФГБОУ ВО ПГУПС)

Ожерельевский ж.д. колледж - филиал ПГУПС

СОГЛАСОВАНО	УТВЕРЖДАЮ
Методист	Заместитель директора по УР
__________Л.А. Елина	____________ Н.Н. Иванова
«____»________20 г.	*«____» _________ 20 г.*

МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ К ПРАКТИЧЕСКИМ РАБОТАМ

по дисциплине Техническая механика

специальность 23.02.06 Техническая эксплуатация подвижного состава железных дорог

2017

СОДЕРЖАНИЕ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Методические рекомендации по выполнению практических работ по дисциплине «Техническая механика» составлены в соответствии с требованиями ФГОС СПО к минимуму содержания и уровню подготовки выпускников СПО по специальности 23.02.06 Техническая эксплуатация подвижного состава железных дорог (вагоны, высокоскоростной подвижной состав) и на основе рабочей программы дисциплины. Данная дисциплина относится к блоку общепрофессиональных дисциплин, устанавливающих базовые знания для освоения ПМ

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

- использовать методы проверочных расчетов на прочность, действий изгиба и кручения;
- выбирать способ передачи вращательного момента**.**

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

- основные положения и аксиомы статики, кинематики, динамики и деталей машин.

Процесс изучения дисциплины направлен на формирование общих компетенций, включающих в себя способность

ОК 1. Понимать сущность и социальную значимость своей будущей профессии, проявлять к ней устойчивый интерес.

ОК 2. Организовывать собственную деятельность, определять методы и способы выполнения профессиональных задач, оценивать их эффективность и качество.

ОК 3. Решать проблемы, оценивать риски и принимать решения в нестандартных ситуациях.

ОК 4. Осуществлять поиск, анализ и оценку информации, необходимой для постановки и решения профессиональных задач, профессионального и личностного развития.

ОК 5. Использовать информационно - коммуникационные технологии для совершенствования профессиональной деятельности.

ОК 6. Работать в коллективе и команде, обеспечивать ее сплочение, эффективно общаться с коллегами, руководством, потребителями.

ОК 7. Ставить цели, мотивировать деятельность подчиненных, организовывать и контролировать их работу с принятием на себя ответственности за результат выполнения заданий.

ОК 8. Самостоятельно определять задачи профессионального и личностного развития, заниматься самообразованием, осознанно планировать повышение квалификации.

ОК 9. Быть готовым к смене технологий в профессиональной деятельности.

Содержание дисциплины ориентировано на подготовку студентов к освоению профессиональных модулей по специальности и овладению *профессиональными компетенциями, соответствующими основным видам профессиональной деятельности:*

ПК 1. 1. Эксплуатировать подвижной состав железной дороги.

ПК 1.2. Производить техническое обслуживание и ремонт подвижного состава железных дорог в соответствии с требованиями технологических процессов.

ПК 2.3. Контролировать и оценивать качество выполняемых работ.

ПК 3.2. Разрабатывать технологические процессы на ремонт отдельных деталей и узлов подвижного состава железных дорог в соответствии с нормативной документацией

Рабочая программа учебной дисциплины предусматривает 34 часа практических занятий.

Перечень практических работ

№ п/п	Название работы	Объем часов
1.	Определение направления реакций связей основных типов.	2
2.	Расчёт реакций опор для плоской системы сходящихся сил.	2
3.	Определение опорных реакций балки.	2
4.	Определение центра тяжести сложной фигуры.	2
5.	Построение кинематических графиков.	2
6.	Определение угловой скорости.	2
7.	Движение твёрдого тела.	2
8.	Расчёт на прочность при растяжении и сжатии.	2
9.	Расчёт моментов инерции составных фигур.	2
10.	Расчёт на прочность и жёсткость при кручении.	2
11.	Расчёт на прочность при изгибе.	2
12.	Расчёт вала на совместное действие изгиба и кручения.	2
13.	Расчёт основных параметров привода.	2
14.	Расчёт передачи.	2
15.	Расчеты конических передач.	2
16.	Тепловой расчет червячной передачи.	2
17.	Проектировочный и проверочный расчеты передачи.	2
ИТОГО		**34**

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 1

Тема: Определение направления реакций связей основных типов.

Цель работы: Научить определять направления реакций связей основных типов.

Алгоритм решения задач:

1. Указывают точку, равновесие которой рассматривают (центр тяжести тела или пересечения всех стержней и нитей).
2. Прикладывают к ней активные силы.
3. Мысленно отбрасывают связи, заменяя их реакциями.
4. Выбирают положение прямоугольной системы координат (начало координат совмещают с точкой, равновесие которой рассматривают).
5. Составляют и решают уравнения равновесия. При этом удобно, если одна из осей совпадает с неизвестной реакцией. Если ответ получился со знаком «-», это значит, что направление реакции в действительности обратно тому, которое выбрано на чертеже.
6. Проверка решения выполняется графическим методом, либо выбором другой системы координат, например, другой поворот осей.

Исходные данные:

Задача: Определить величину и направление реакций связей для схемы (рис. 1) под действием груза G = 150 кН.

Порядок выполнения работы

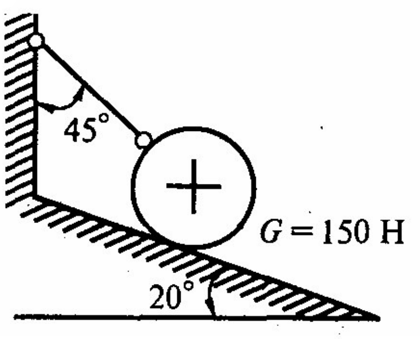


Рисунок 1

1. Рассмотрим тело, опирающееся на плоскость и подвешенное на нить. Заменим тело точкой *O*, совпадающей с центром тяжести.

2. Приложим к точке *O* активную силу, т.е. собственный вес *G*, направленный вертикально вниз (рис. 1, б).

3. Мысленно отбросим связи – плоскость и нить, заменим их реакциями R_1 и R_2. Причем реакция нити R_1 направлена вдоль нее от точки, а реакция плоскости R_2 – от плоскости по нормали. Все три силы (вес и две реакции) должны пересекаться в точке *O*. Изобразим их на отдельном рисунке (рис. 1, в).

4. Выберем положение системы координат. Начало координат совмещаем с точкой *O*, ось *y* направляем вдоль линии действия $R_н$, а ось *x* – перпендикулярно оси *y*. Определим углы между осями координат и силами (рис. 1, г).

5. Составим уравнения равновесия для всех сил, приложенных к точке O, в проекции на координатные оси:

$$\sum X = -R_2 \cos 15^\circ + G \sin 15^\circ = 0;$$

$$\sum Y = R_1 - R_2 \sin 15^\circ - G \cos 15^\circ = 0/$$

Решим полученную систему уравнений. Из первого уравнения находим

$$R_2 = \frac{G \sin 15^\circ}{\cos 15^\circ} = \frac{150 \cdot 0{,}26}{0{,}97} = 40{,}2 кН.$$

Из второго уравнения находим

$$R_1 = R_2 \sin 15^\circ + G \cos 15^\circ = 40{,}2 \cdot 0{,}26 + 150 \cdot 0{,}97 = 156 кН.$$

6. Проверка решения. Для этого выберем другую систему координат: направим ось x вдоль реакции плоскости (т.е. горизонтально), ось y будет ей перпендикулярна (вертикальна) (рис.1, д). Составим и решим уравнения равновесия для проекций сил на эти оси координат.

$$\sum X = -R_2 + R_1 \sin 15^\circ = 0;$$

$$\sum Y = -G + R_1 \cos 15^\circ = 0.$$

Из второго уравнения находим

$$R_1 = \frac{G}{\cos 15^\circ} = \frac{150}{0{,}97} = 155 кН.$$

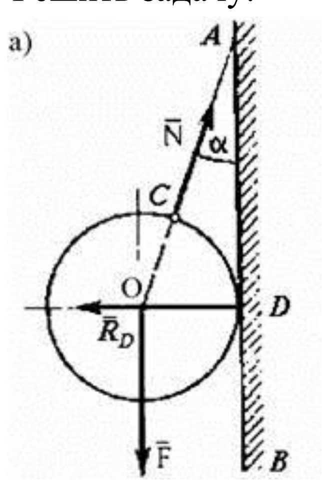
Из первого уравнения:

$$R_2 = R_1 \sin 15^\circ = 155 \cdot 0{,}26 = 40{,}3 кН.$$

С учетом погрешности при округлении значений тригонометрических функций, проверка показала верность решения.

Контрольные вопросы.

1. Основные виды связи: гладкая плоскость, поверхность и опора, гибкая нить, невесомый стержень, реакции этих связей.
2. Решить задачу:



К вертикальной стене АВ на тросе АС подвешен шар с центром О (рис. а) и весом F = 120 Н. Трос составляет со стеной угол = 30°. Определить реакции N натяжения троса и давления шара в точке D стены АВ.

Содержание отчета: решение задачи с пояснением.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 2

Тема: Расчёт реакций опор для плоской системы сходящихся сил.

<u>Цель работы</u>: Научить рассчитывать реакций опор для плоской системы сходящихся сил.

<u>Задание</u>

1. Пример решения задачи
2. Решение задач самостоятельно

<u>Пример решения</u>

Исходные данные:

Задача: Стержни АС и ВС (рис. 2, а) соединены между собой шарниром С, а с вертикальной стеной — посредством шарниров А и В. В шарнире С приложена сила F = 1260 Н. Требуется определить реакции N_1 и N_2 стержней действующие на шарнир С, если $\alpha = 30°$ и $\beta = 60°$.

Порядок выполнения работы

Рассматриваем равновесие точки *С*, которая считается несвободной, так как на нее наложены связи в виде стержней *АС* и *ВС*. Освобождаем точку *С* от связей и заменяем их силами реакций связей, считая, что стержень *АС* растягивается, а стержень *ВС* сжимается под действием силы *F*. Обозначим реакцию стержня *АС* через N_1, а реакцию стержня *ВС* через N_2. В итоге точка *С* становится свободной, находясь под действием плоской системы трех сходящихся сил: активной силы *F* и сил реакций N_1 и N_2 (рис. 2, б). Приняв точку *О* за начало координат, перенесем силы *F*, N_1 и N_2 параллельно самим себе в эту точку (рис. 2, в) и составляем уравнения проекций сил на оси координат:

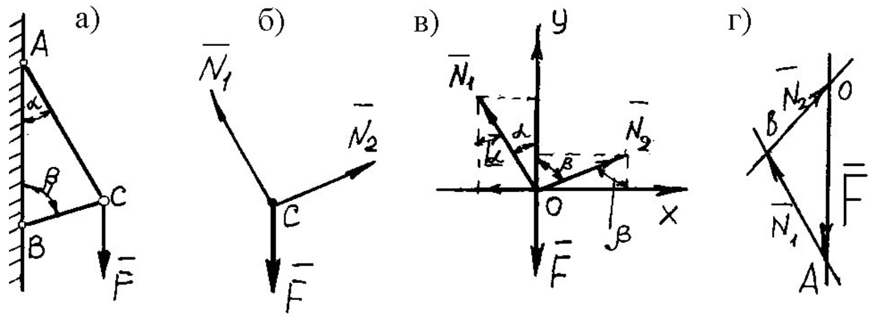


Рисунок 2

$$\sum X = 0; \quad -N_1 \cdot \sin 30^0 + N_2 \cdot \sin 60^0 = 0;$$

$$\sum Y = 0; \quad N_1 \cdot \cos 30^0 + N_2 \cdot \cos 60^0 - F = 0$$

или

$$-N_1\frac{1}{2}+N_2\frac{\sqrt{3}}{2}=0$$

и

$$N_1\frac{\sqrt{3}}{2}+N_2\frac{1}{2}=F$$

Умножим уравнение на $\sqrt{3}$, получим

$$-N_1\frac{\sqrt{3}}{2}+N_2\frac{3}{2}=0;$$

$$N_1\frac{\sqrt{3}}{2}+N_2\frac{1}{2}=F$$

После сложения уравнений и получим

$$\frac{3}{2}\cdot N_2+\frac{1}{2}\cdot N_2=F,$$

откуда 2N2 = F или $N_2=\frac{F}{2}=\frac{1260}{2}=630$ Н. Из уравнения получаем, что

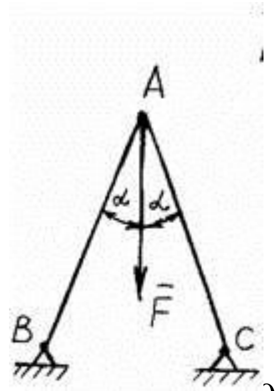
$$N_1=630\cdot\sqrt{3}\text{ или }N_1=630\cdot 1{,}73=1089{,}9\text{ Н.}$$

Графический метод. Для решения задачи этим методом выбираем масштаб силы F (например, 10 Н = 1 мм) и строим замкнутый треугольник сил (рис. 2, г). Из произвольной точки О проводим прямую, параллельную вектору F, и откладываем на этой прямой в выбранном масштабе вектор. Из конца вектора (точка А) проводим прямую, параллельную вектору, а из точки О — прямую, параллельную вектору. Пересечение этих прямых дает точку В. Получили замкнутый треугольник сил ОАВ, стороны которого в выбранном масштабе изображают силы, сходящиеся в точке С. Величины сил N1и N2 определим после измерения сторон АВ и ВО треугольника ОАВ.

Ответ: N1 = 1089,9 Н; N2 = 630 Н

Контрольные вопросы.

1. Какие силы называются сходящимися?
2. В чем состоит геометрическое условие равновесия системы сходящихся сил?
3. Решить задачу: Два жестких стержня АВ и АС имеют общую шарнирную точку А и шарнирные опоры В и С (рис. а). Сила F = 500 Н приложена к шарнирному валику в точке А. Стержни АВ и АС образуют углы по 30° с линией действия силы F. Определить усилия в стержнях.



Содержание отчета: решение задачи с пояснением.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 3

Тема: Определение опорных реакций балки.

<u>*Цель работы*</u>: Научить определять опорные реакции балок.

Алгоритм решения задачи:

1. Балку освободить от связей (связи) и их (его) действие заменить силами реакций.

2. Выбрать координатные оси.

3. Составить и решить уравнения равновесия.

Реакции опор можно определить, исходя из трех форм уравнений равновесия:

а)

$\sum F_{i\,x} = 0;$

$\sum F_{i\,y} = 0;$

$\sum M_A = 0;$

б)

$\sum F_{i\,x} = 0;$

$\sum M_A = 0;$

$\sum M_B = 0;$

в)

$\sum M_A = 0;$

$\sum M_B = 0;$

$\sum M_C = 0.$

4. Проверить правильность решения задачи. Проверку необходимо производить по тому уравнению равновесия, которое не было использовано при решении данной задачи (задача решена правильно лишь в том случае, если после постановки значений активных и реактивных сил в уравнение равновесия выполняется условие равновесия).

5. Сделать анализ решенной задачи (если при решении задачи реакции опор или реактивный момент получается отрицательным, то их действительное направление противоположно принятому).

Исходные данные:

Задача: Определить реакции опор балки, если F = 20 кН, М =10 кН· м, q = 1 кН/м (рис. 3).

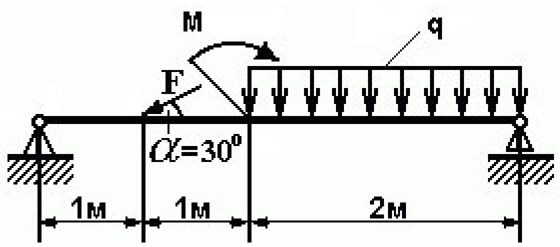


Рисунок 3

Порядок выполнения работы

1. Изображаем балку вместе с нагрузками.

2. Выбираем расположение координатных осей, совместив ось X с балкой, а ось $У$, направив перпендикулярно оси X.

3. Производим необходимые преобразования заданных активных сил: силу, накопленную к оси балки под углом α, заменяем двумя взаимно перпендикулярными составляющими

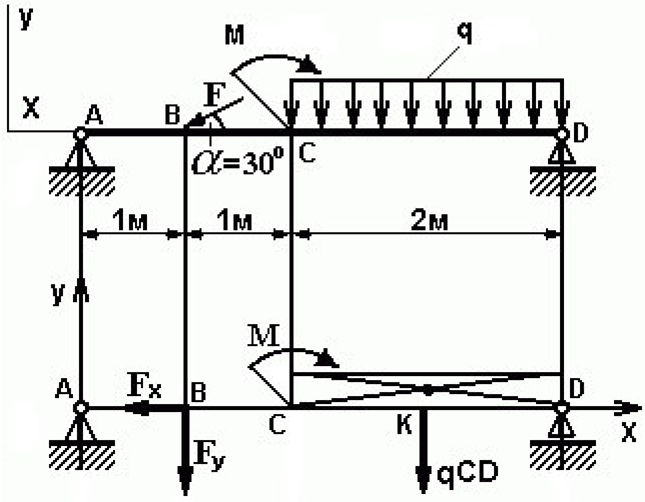
$$F_x = F \cdot \cos 30^{\circ} = 20 \cdot 0{,}866 = 17{,}32 \text{ кН}$$

$$F_y = F \cdot \cos 60^{\circ} = 20 \cdot 0{,}5 = 10 \text{ кН},$$

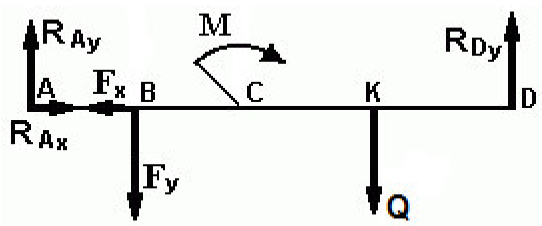
а равномерно распределенную нагрузку - её равнодействующей

$$Q = q \cdot CD = 1 \cdot 2 = 2 \text{ кН},$$

Равнодействующая Q приложена в середине участка CD, в точке К.



4. Освобождаем балку от опор, заменив их опорными реакциями, направленными вдоль выбранных осей координат.



5.Составляем уравнения равновесия статики для произвольной плоской системы сил таким образом и в такой последовательности, чтобы решением каждого из этих уравнений было определение одной из неизвестных реакций опор и определяем неизвестные реакции опор.

$$\sum M_A = 0;\ F_y \cdot AB + M + Q \cdot AK - R_{Dy} \cdot AD = 0 \ (1)$$

$$\sum M_D = 0;\ R_{Ay} \cdot AD - F_y \cdot BD + M - Q \cdot KD = 0 \ (2)$$

$$\sum F_{kx} = 0;\ R_{Ax} - F_x = 0 \ (3)$$

6. Определяем реакции опор балок R_{Ay}, R_{Dy} и R_{Ax} решая уравнения.

Из уравнения (1) получаем

$$R_{Dy} = F_y \cdot AB + M + Q \cdot AK / AD = 10 \cdot 1 + 10 + 2 \cdot 3 / 4 = 6{,}5 \text{ кН}$$

Из уравнения (2) получаем

$$R_{Ay} \cdot = F_y \cdot BD - M + Q \cdot KD / AD = 10 \cdot 3 - 10 + 2 / 4 = 5{,}5\ кН$$

Из уравнения (3) получаем

$$R_{Ax} = F_x = F \cdot \cos 30^{\circ} = 20 \cdot 0{,}866 = 17{,}\ 32\ кН$$

7. Проверяем правильность найденных результатов:

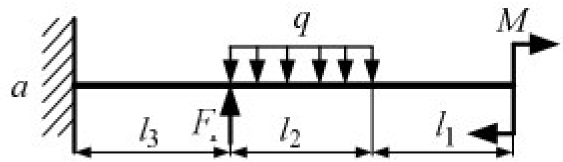
$$\sum F_{i\,y} = 0;\ R_{Ay} - F_y - Q + R_{Dy} = 5{,}5 - 10 - 2 + 6{,}5 = 0$$

Условие равновесия $\sum F_{i\,y} = 0$ выполняется, следовательно, реакции опор найдены верно.

Контрольные вопросы.

1. Классификация нагрузок и виды опор?
2. Балочные системы?
3. Решить задачу: Определить реакции опор для балки с жесткой заделкой

Дано: F_1 = 20 кН; F_2 = 40 кН; M = 30 кНм; q = 10 кН/м; l_1 = 2 м; l_2 = 4 м; l_3 = 4 м.



ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 4

Тема: Определение центра тяжести сложной фигуры.

<u>*Цель работы*</u>: Научить определять центр тяжести сложной фигуры.

<u>*Исходные данные:*</u>

Задача: Определить координаты центра тяжести составного сечения, состоящего из листа и прокатных профилей.

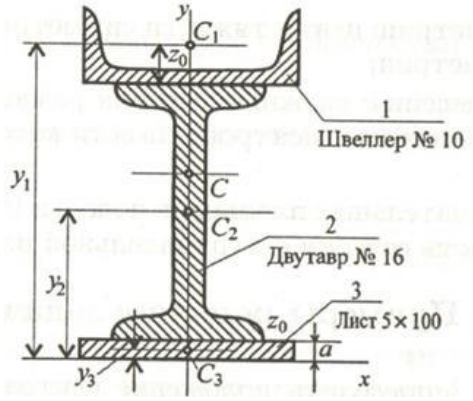


Рисунок 4

Порядок выполнения р

1. Выбираем оси координат, так как показано на рисунке.
2. Обозначим фигуры номерами и выпишем из таблицы необходимые данные:

1 – швеллер №10; высота h=100 мм; ширина b=46 мм; площадь сечения $A_1 = 10{,}9\ см^2$;

2 - двутавр №16; высота h=160 мм; ширина b=81 мм; площадь сечения $A_2 = 20{,}2\ см^2$;

3 – лист 5x100; толщина 5 мм; ширина 100 мм.

3. Вычисляем координаты центра тяжести каждой фигуры. Составное сечение симметрично, поэтому центр тяжести находится на оси симметрии и координата $x_C = 0$. Результаты вычислений заносим в таблицу

№ фигуры	Площадь фигуры А, $см^2$	Координаты центра тяжести	
		Х, см	У, см
1	A_1=10,9	0	$a + h_2 + z_0 = 0{,}5 + 16 + 1.44 = 17{,}54$
2	$A_2 = 20{,}2$	0	$a + \frac{h_2}{2} = 0{,}5 + \frac{16}{2} = 8{,}5$
3	$A_3 = 5 \cdot 10 = 5$(	0	$\frac{a}{2} = \frac{0{,}5}{2} = 0{,}25$

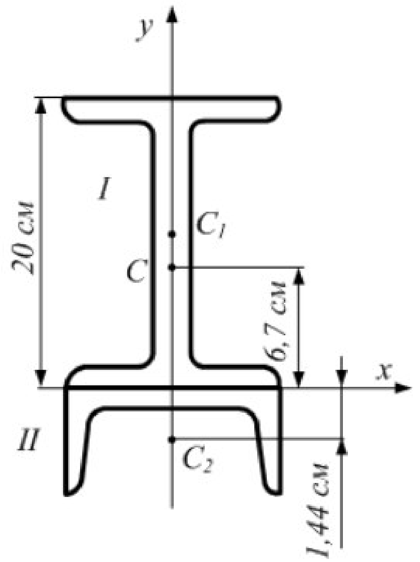
4. Вычисляем координаты центра тяжести фигуры по формулам:

$$y_c = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3}{A_1 + A_2 + A_3} = \frac{10{,}9 \cdot 17{,}54 + 20{,}2 \cdot 8{,}52 + 5 \cdot 0{,}25}{10{,}9 + 20{,}2 + 5} = 10 \text{ см}$$

Ответ: C(0; 10)

Контрольные вопросы.

1. Что называется центром тяжести тела?
2. Как определяется центр тяжести плоской фигуры сложной формы?
3. Решить задачу: Определить центр тяжести сложной фигуры



Содержание отчета: решение задачи с пояснением.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 5

Тема: Построение кинематических графиков.

Цель работы: Ознакомить с алгоритмом построения кинематических графиков.

Порядок выполнения работы

Кинематической диаграммой принято называть зависимость какого-либо параметра движения звена от времени или параметра перемещения ведущего звена, представляемую графически кривой в прямоугольной системе координат.

Наивысший интерес представляют графики перемещения S, скорости V, ускорений W ведомых звеньев. В качестве параметра перемещения S ведущего звена могут быть выбраны, либо угол поворота φ, либо одна из координат принадлежащей ему точки. Эти параметры связаны с параметром времени.

Как известно, функции S, V и W движения какой-либо точки могут быть определены при помощи дифференцирования или интегрирования.

Построение диаграммы перемещения.

Строим 12 положений.

За начало отсчета принимаем положение поршня Bo.

Затем, выбрав систему координат s_b,t по оси абсцисс откладываем отрезок L(мм) соответствующий времени T одного оборота кривошипа.

Откладываем $Y_1 = kB_0B_1$; $Y_2 = kB_0B_2$ и т.д., где B_0B_1; B_0B_2 и т.д. отрезки, отражающие перемещения т.В на планах механизма.

k-коэффициент кратности ординат графика $S_в = S_в(t)$ и отрезков изображающих перемещения B_0B_1, B_0B_2 т.В на планах механизма.

Между масштабом плана механизма и масштабом ординат диаграммы перемещений существует зависимость:

$$\mu_s = \frac{1}{k} \cdot \mu_1$$

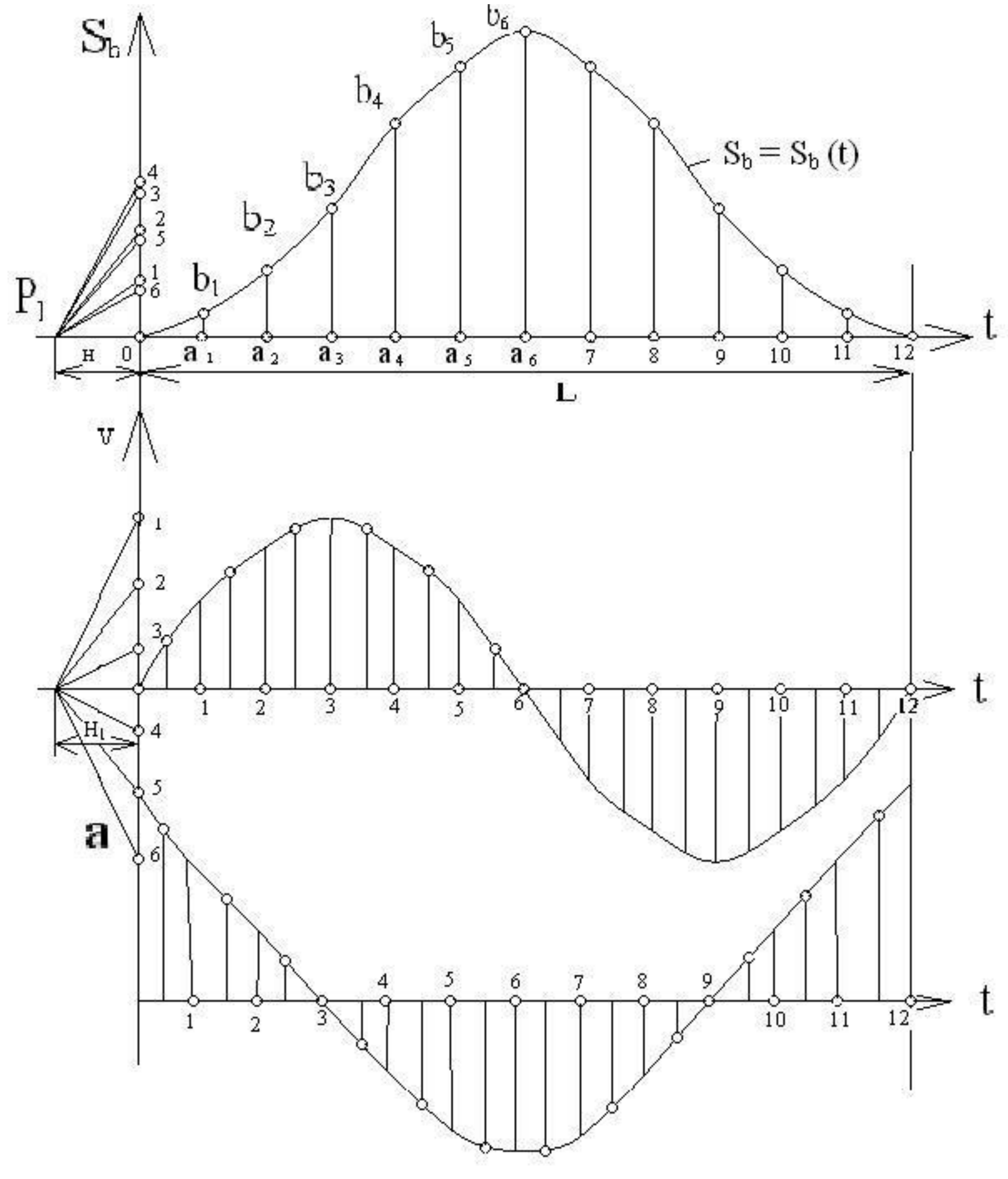


Рис.32

Масштаб времени, откладываемого по оси абсцисс:

$$\mu_t = \frac{T}{L} \left(\text{сек}/_{\text{мин}} \right)$$

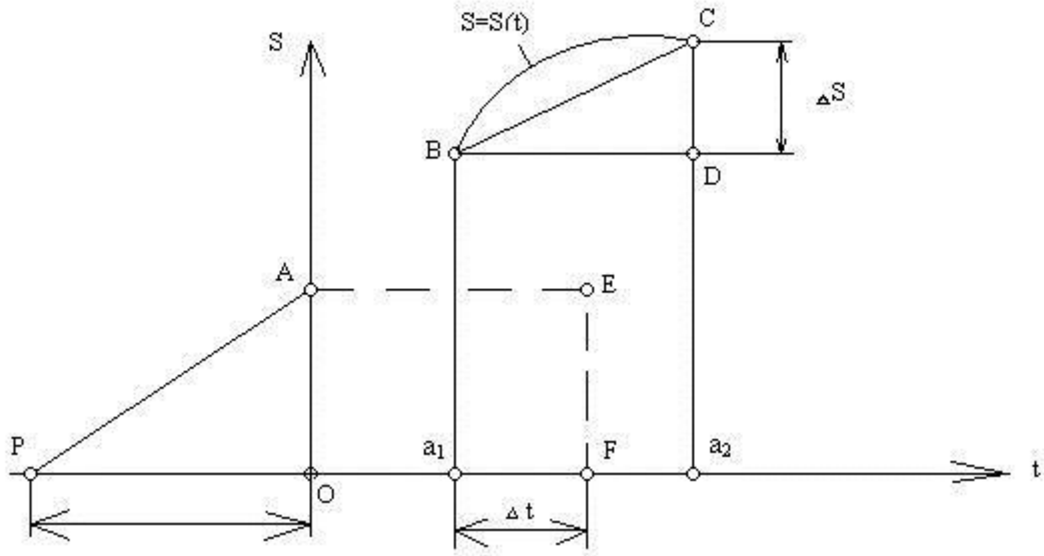
где T - время одного оборота ведущего звена в секундах.

Если число оборотов кривошипа $= n \left(\text{об}/_{\text{мин}} \right)$, то

$$T = \frac{60}{n} \ (\text{сек}), \text{при этом} \ \ \mu_t = \frac{60}{n \cdot T} \left(\text{сек}/_{\text{мин}} \right)$$

Аналогично строится график угловых перемещений звена совершающее вращательное движение. В этом случае по оси ординат откладываются отрезки пропорциональные величинам угловых перемещений.

Построение графиков скорости и ускорения по графику перемещения.



Построение графиков $V = V(t)$ и $a = a(t)$ по графику $S = S(t)$ осуществляется методом графического дифференцирования, сущность которого заключается в следующем.

Пусть есть перемещение некоторой точки за малый промежуток времени. Проведем секущую ВС, а из полюса Р, выбранного произвольно на расстоянии Н от начала координат луч, параллельный ВС. Из подобия РАО и ВОД следует:

$$\frac{\overline{OA}}{H} = \frac{\overline{CD}}{\overline{\overline{BD}}} \Rightarrow \overline{OA} = \frac{\overline{CD}}{\overline{\overline{BD}}} \cdot H$$

Действительное значение перемещения за время отображается отрезком:

$$\overline{CD} = \frac{\Delta S}{\mu_s}$$

$$a_1 \; a_2 = \overline{BD} = \frac{\Delta t}{\mu_t}$$

Отрезок оси абсцисс - отображает длительность интервала времени в масштабе.

Подставив эти значения $\overline{CD}$ и $\overline{BD}$ в равенство найдем:

$$\overline{OA} = \frac{\Delta S}{\Delta t} \cdot \frac{\mu_t}{\mu_s} \cdot H$$

отношение представляет среднее значение скорости движения точки на пути длинной ΔS, то следует:

$$V_{cp} = \overline{OA} \cdot \frac{\mu_s}{\mu_t * H}$$

Если принять масштаб скорости $\mu_V = \dfrac{\mu_s}{\mu_t * H}$

то из равенства отрезок ОА отображает величину средней скорости движения точки.

Допуская некоторую погрешность, считают, что это среднее значение скорости соответствует среднему мгновению промежутка t, т.е. точке F.

При изложенном способе дуга ВС заменилась хордой ВС. Допустима также замена дуги соответствующим отрезком касательной. В обоих случаях результаты получаются с погрешностью.

График ускорения строится аналогично, путем дифференцирования графика V. При этом новое полюсное расстояние $H_1 \neq H$

Определение масштаба графика $\bar{a}$ получаем, заменив величину $\mu_s \rightarrow \mu_V$ а вместо $H \rightarrow H_1$

$$\mu_a = \frac{\mu_V}{\mu_t \cdot H_1}$$

Вследствие двукратного дифференцирования, диаграммы $\bar{a}$ могут получиться со значительными искажениями.

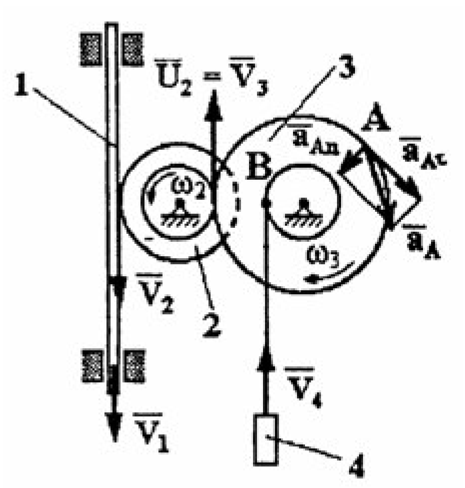
Содержание отчета: описание алгоритма выполнения задачи.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 6

Тема: Определение угловой скорости.

Цель работы: Научить определять угловую скорость.

Исходные данные:



Задача: Рейка 1, ступенчатое колесо 2 с радиусами R_2 и r_2 и колесо 3 радиуса R_3, скрепленное с валом радиуса r_3, находятся в зацеплении; на вал намотана нить с грузом 4 на конце. Рейка движется по закону $S_1 = f(t)$.

Дано: R_2=6 см, r_2=4 см, R_3=8 см, r_3=3 см, $S_1 = 3t^3$ (*S* в сантиметрах, *t* в секундах), *A* - точка обода колеса 3, t_1=3 с. Определить: ω_3, V_4, ε_3, a_A в момент времени $t = t_1$.

Порядок выполнения работы

Условимся обозначать скорости точек, лежащих на внешних ободах колес (радиуса R_1), через V_1, а точек, лежащих на внутренних ободах (радиуса r_1), через U_1.

1. Зная закон движения рейки 1, находим ее скорость:

$V_1 = S_1 = 9t^2$.

Так как рейка и колесо 2 находятся в зацеплении, то V_2=V_1 или $\omega_2 R_2 = V_1$. Но колеса 2 и 3 тоже находятся в зацеплении, следовательно, $U_2 = V_3$ или $\omega_2 r_2 = \omega_3 R_3$. Из этих равенств находим:

$$\omega_2 = \frac{V_1}{R_2} = \frac{3}{2}t^2, \qquad \omega_3 = \frac{r_2}{R_3}\omega_2 = \frac{3}{4}t^2.$$

Тогда для момента времени t_1 = 3 сек. получим ω_3 = 6,75 с$^{-1}$.

2. Определяем V_4. Так как $V_4 = V_B = \omega_3 r_3$, то при t_1=3 сек. V_4= 20,25 см/с.

3. Определяем ε_3. Учитывая второе из равенств (53), получим $\varepsilon_3 = \omega_3 = 1{,}5t$.

Тогда при t_1 = 3 сек. ε_3= 4,5 с$^{-2}$.

4. Определяем a_A. Для точки А $\overline{a} = \overline{a}_A^n + \overline{a}_A^\tau$, где численно $a_A^\tau = R_3\varepsilon_3$, $a_A^n = R_3\omega^2$. Тогда для момента времени t_1 = 3 сек. имеем a_A^τ= 36 см/с2, a_A^n= 364,5 см/с2.

$$a_A = \sqrt{(a_A^\tau)^2 + (a_A^n)^2} = 366{,}3 \text{ см/с}^2,$$

Все скорости и ускорения точек, а также направления угловых скоростей показаны на рис.2.

Ответ: $\omega_3 = 6{,}75c^{-1}$, $V_4 = 20{,}25$ см/с, $\varepsilon_3 = 4{,}5c^{-2}$, $a_A = 366{,}3\, см/c^2$.

Контрольные вопросы.

1. Выражение скорости, нормального, касательного и полного ускорений вращающегося тела через его угловую скорость и угловое ускорение.
2. В период разгона ротор электродвигателя вращается по закону $\varphi = 2t^3$, где t в сек, φ в рад. Определить в конце 4-й секунды линейную скорость, вращательное, осестремительное и полное ускорения точки, лежащей на ободе ротора, если диаметр ротора D = 40 см.

Содержание отчета: решение задачи с пояснением.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 7

Тема: Движение твёрдого тела.

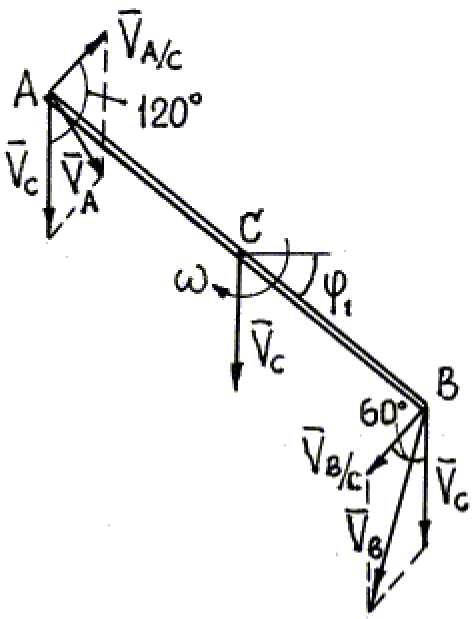
Цель работы: Научить характеризовать движение твёрдого тела.

Исходные данные:

Задача: При свободном падении стержня *AB* его середина *C* движется вертикально вниз с постоянным ускорением g = 9,8 м/с^2, а сам стержень вращается в вертикальной плоскости вокруг центра *C* с постоянной угловой скоростью $\omega = \pi/6$ 1/с. Длина стержня 2 м.

В начальный момент стержень горизонтален. Найти скорость его концов *A* и *B* в момент времени t_1 = 2 с.

Порядок выполнения работы



Изображаем стержень в положении, определяемом углом φ_1 в момент времени t_1 = 2 сек,

$$\varphi_1 = \omega t_1 = 2\pi/6 = \pi/3 \text{ рад}, \ \varphi_1 = 60^0.$$

Выберем за полюс точку *C*, так как условием задачи определен закон ее движения: прямолинейное равноускоренное движение с ускорением g.

Скорость полюса при t_1 = 2 сек:

$$V_c = gt_1 = 9{,}8 \cdot 2 = 19{,}6 \text{ м/с.}$$

Запишем уравнения типа для концов *A* и *B* стержня

$$\bar{V}_A = \bar{V}_C + \bar{V}_{A/C};$$

$$\bar{V}_B = \bar{V}_C + \bar{V}_{B/C}.$$

Скорости $\bar{V}_{A/C}$ и $\bar{V}_{B/C}$ направлены перпендикулярно стержню *AB* в сторону вращения, их модули определяются по формуле

$$V_{A/C} = V_{B/C} = \omega \frac{AB}{2} = \frac{\pi}{6} \ м/с.$$

Модули скоростей точек *A* и *B* определяются по формуле

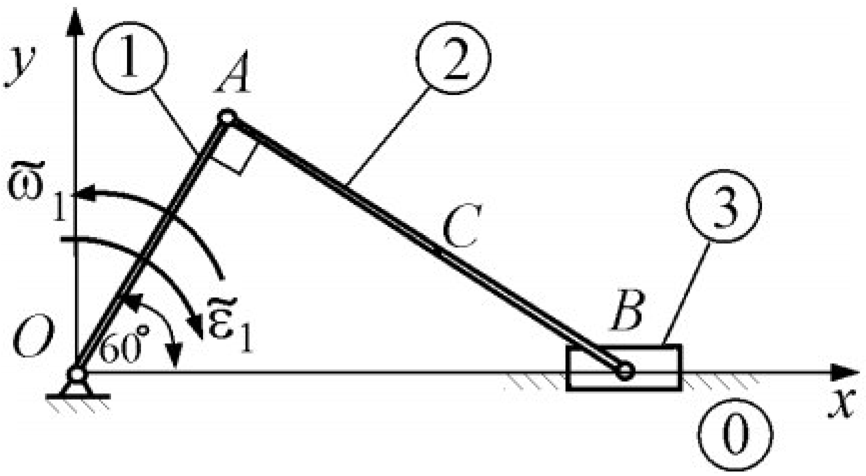
$$V_A = \sqrt{V_C^2 + V_{A/C}^2 + 2V_C \cdot V_{A/C}\cos 120^0} = \sqrt{19{,}6^2 + (\pi/6)^2 - 2 \cdot 19{,}6(\pi/6) \cdot 0{,}5} = 19{,}33 \ м/с;$$

$$V_B = \sqrt{V_C^2 + V_{B/C}^2 + 2V_C \cdot V_{B/C}\cos 120^0} = \sqrt{19{,}6^2 + (\pi/6)^2 + 2 \cdot 19{,}6(\pi/6) \cdot 0{,}5} = 19{,}85 \ м/с.$$

Контрольные вопросы.

1. Виды движения твёрдого тела?
2. Решить задачу: Найти скорость и ускорение точки С шатуна АВ кривошипно-ползунного механизма для положения, указанного на

рисунке, если кривошип ОА длиной r = 1 м вращается с угловым ускорением ε = 2с$^{-2}$ и имеет в данный момент угловую скорость



ω = 3с$^{-1}$, АС = СВ

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 8

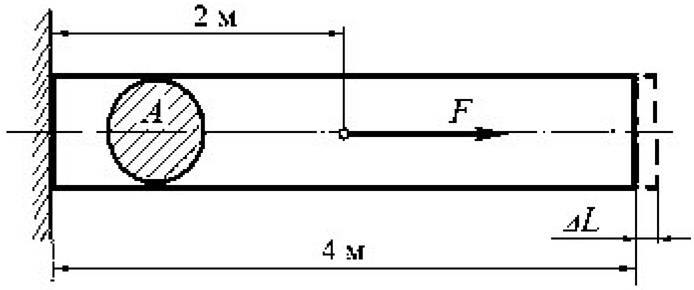
Тема: Расчёт на прочность при растяжении и сжатии.

<u>Цель работы</u>: Научить расчёту на прочность при растяжении и сжатии.

Исходные данные:

Задача: Определить величину растягивающей силы F, если известно, что под ее действием брус удлинился на величину ΔL. Удлинение бруса ΔL = 0,005 мм; Модуль продольной упругости балки E = 2,0×105 МПа; Площадь сечения бруса A = 0,01 м2; Размеры бруса и точка приложения силы F приведены на схеме.

Порядок выполнения работы



Решить задачу можно, используя известную зависимость между линейными удлинениями и нагрузками (закон Гука).

Согласно закону Гука, представленному в расширенном виде:

ΔL = FL/(EA), откуда: F = (ΔLEA)/L.

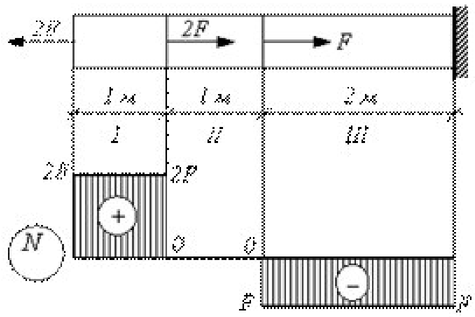
Поскольку сила F приложена не к крайнему сечению бруса, а к его середине, то удлинился лишь участок между жесткой заделкой и сечением, к которому приложена растягивающая сила, имеющий длину L1 = 2 м.

Учитывая это, определяем силу, вызвавшую удлинение бруса (не забываем привести все величины к единицам системы СИ):

F = (ΔLEA)/L1 = (0,005×10-3×2×1011×0,01)/2 = 5000 Н = 5,0 кН.

Контрольные вопросы.

1. Внутренние силовые факторы при растяжении и сжатии.
2. Продольные и поперечные деформации.
3. Решить задачу: Определить грузоподъемность и удлинение балки, если R=160 МПа ; A=12 см^2; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.



ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 9

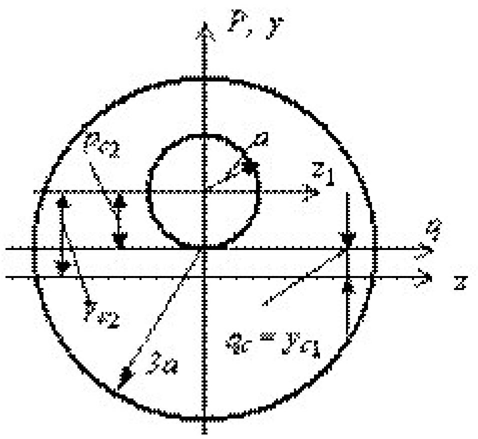
Тема: Расчёт моментов инерции составных фигур.

Цель работы: Научить расчёту моментов инерции составных фигур.

Исходные данные:

Задача: Определить координаты центра тяжести и осевые моменты инерции сечения в виде круга радиусом $r = 3a$ с круговым отверстием радиуса $r_0 = a$, касающимся центра круга (см. рис.).

Порядок выполнения работы



Принимаем за 1-й элемент сплошной круг радиусом $r = 3a$, за второй элемент отверстие радиуса $r_0 = a$. Начальные оси проводим через центр тяжести 1-го элемента.

Тогда имеем:

$A_1 = 9\pi a^2$; $A_2 = -\pi a^2$;

$p_{c1} = q_{c1} = 0$; $p_{c2} = a$; $q_{c2} = 0$.

Так как ось p является осью симметрии сечения, так же как и осями симметрии элементов сечения, то эта ось является центральной осью y и $z_{c1} = z_{c2} = 0$. Следовательно, для определения положения центра тяжести сечения требуется определить только координату p_c

$$p_c = \frac{S_q}{A} = \frac{\sum S_{qi}}{\sum A_i} = \frac{\sum A_i \cdot p_{c_i}}{\sum A_i} = \frac{9\pi a^2 \cdot 0 + \left(-\pi a^2\right) \cdot a}{9\pi a^2 + \left(-\pi a^2\right)} = -\frac{a}{8}.$$

Координаты центров тяжести элементов относительно центральных осей:

$$y_{c1} = \frac{a}{8}; \quad y_{c2} = a - \left(-\frac{a}{8}\right) = \frac{9}{8}a; \quad z_{c1} = 0; \quad z_{c_2} = 0.$$

Осевые моменты инерции круга относительно собственных центральных осей определяются по формуле

$$J_{y0} = J_{z0} = \frac{\pi \cdot r^4}{4}.$$

Следовательно, имеем:

$$J_{y_0 1} = J_{z_0 1} = \frac{81}{4}\pi a^4; \quad J_{y_0 2} = J_{z_0 2} = -\frac{1}{4}\pi a^4.$$

Определяем осевые моменты инерции сечения

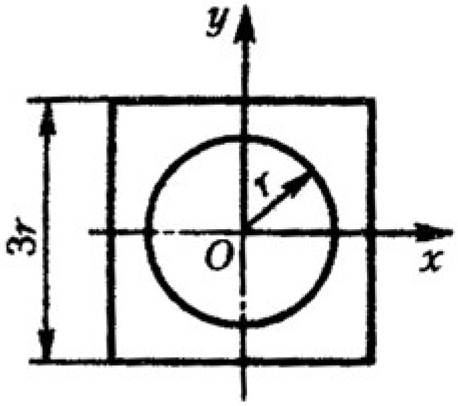
$$J_y = \sum \left(J_{y_0 i} + A_i \cdot z_{ci}^2\right) = \frac{81}{4}\pi a^4 - \frac{1}{4}\pi a^4 = 20\pi a^4;$$

$$J_y = \sum\left(J_{y_0 i} + A_i \cdot z_{ci}^2\right) = \frac{81}{4}\pi a^4 * 9\pi a^2 \cdot \left(\frac{a}{8}\right)^2 - \frac{1}{4}\pi a^4 - \pi a^2 \cdot \left(\frac{9}{8}a\right)^2 = 18{,}9\pi a^4$$

Так как сечение имеет ось симметрии, то центробежный момент инерции сечения равен нулю и оси y, z являются главными.

Контрольные вопросы.

1. Главные оси и главные центральные моменты инерции.
2. Осевые моменты инерции простейших сечений.
3. Решить задачу: Определить момент инерции относительно центральной оси Оу однородной тонкой квадратной пластины массой m = 0,3 кг, имеющей отверстие радиуса r = 0,04 м



ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 10

Тема: Расчёт на прочность и жёсткость при кручении.

Цель работы: Научить производить расчёты на прочность и жёсткость при кручении.

Исходные данные:

Задача: Подобрать диаметр сплошного вала, передающего мощность N=450 л.с. при частоте вращения n=300 об/мин. Угол закручивания не должен превышать одного градуса на 2 метра длины вала; [τ]=40 МПа, $G=8\cdot10^4$МПа.

Порядок выполнения работы

Определяем крутящий момент.

$$M_{кр} = 7160\frac{N}{n} = 7160\frac{450}{300} = 10740\ Нм.$$

Диаметр вала по условию прочности

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{кр}}{\pi\cdot[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16\cdot10740}{\pi\cdot40\cdot10^6}} = 0{,}111\ м.$$

Диаметр вала по условию жесткости

$$D \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{кр}}{\pi\cdot[\varphi_0]\cdot G}} = \sqrt[4]{\frac{32\cdot10740}{\pi\cdot\frac{1}{2\cdot57{,}2}\cdot8\cdot10^{10}}} = 0{,}112\ м.$$

Выбираем больший размер 0,112 м.

Контрольные вопросы.

1. Внутренние силовые факторы при кручении.
2. Напряжения в поперечном сечении.
3. Чистый сдвиг.
4. Решить задачу: На участке сплошного круглого вала D=10 см действует крутящий момент T=8 кНм. Проверить прочность и жёсткость вала, если τ_{adm}=50 МПа, $K_{t\ adm}$=0,5 град/м и модуль сдвига $G=0{,}8\cdot10^5$ МПа.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 11

Тема: Расчёт на прочность при изгибе.

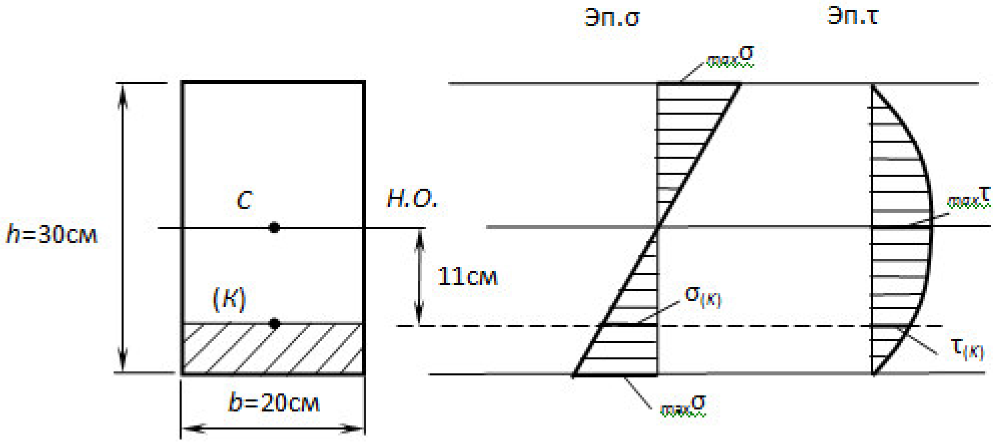
Цель работы: Научить производить расчёты на прочность при изгибе.

Исходные данные:

Задача: В некотором сечении балки прямоугольного сечения 20×30см M=28 кНм, Q=19 кН. Требуется:

а) определить нормальное и касательное напряжения в заданной точке K, отстоящей от нейтральной оси на расстоянии 11 см,

б) проверить прочность деревянной балки, если [σ]=10 МПа, [τ]=3 МПа.



Порядок выполнения работы

а) Для определения $\sigma_{(K)}$, $\tau_{(K)}$ и $_{max}\sigma$, $_{max}\tau$ потребуется знать величины осевого момента инерции всего сечения $I_{Н.О.}$, осевого момента сопротивления $W_{Н.О.}$, статического момента отсечённой части и статического момента половины сечения S_{max}:

$$I_{Н.О.} = \frac{BH^3}{12} = \frac{0{,}2 \cdot 0{,}3^3}{12} = 4{,}5 \cdot 10^{-4}\,\text{м}^4,$$

$$W_{Н.О.} = \frac{I_{Н.О.}}{h/2} = \frac{4{,}5 \cdot 10^{-4}}{0{,}3/2} = 30 \cdot 10^{-4}\,\text{м}^3,$$

$$S_{Н.О.}^{отс} = A^{отс} \cdot a^{отс} = 20 \cdot 4 \cdot (11+2) = 1040\ \text{см}^3 = 0{,}104 \cdot 10^{-4}\,\text{м}^3,$$

$$S_{max} = 20 \cdot 15 \cdot \frac{15}{2} = 2250\ \text{см}^3 = 0{,}225 \cdot 10^{-4}\,\text{м}^3.$$

Тогда:

$$\sigma_{(K)} = \frac{M}{I_{H.O.}} \cdot y_K = \frac{28 \cdot 10^3}{4{,}5 \cdot 10^{-4}} \cdot 11 \cdot 10^{-2} = 6{,}84 \cdot 10^6 \text{ Па=6,84МПа},$$

$$_{max}\sigma = \frac{M}{W_{H.O.}} = \frac{28 \cdot 10^3}{30 \cdot 10^{-4}} = 9{,}33 \cdot 10^6 \text{ Па=9,33МПа},$$

$$\tau_{(K)} = \frac{Q \cdot S_{H.O.}^{omc}}{I_{H.O.} \cdot b(y)} = \frac{19 \cdot 10^3 \cdot 0{,}104 \cdot 10^{-4}}{4{,}5 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}2} = 2{,}2 \cdot 10^3 \text{ Па},$$

$$_{max}\tau = \frac{Q \cdot S_{max}}{I_{H.O.} \cdot b} = \frac{19 \cdot 10^3 \cdot 0{,}225 \cdot 10^{-4}}{4{,}5 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}2} = 4{,}75 \cdot 10^3 \text{ Па}.$$

б) Проверка прочности:

— по условию прочности нормальных напряжений:

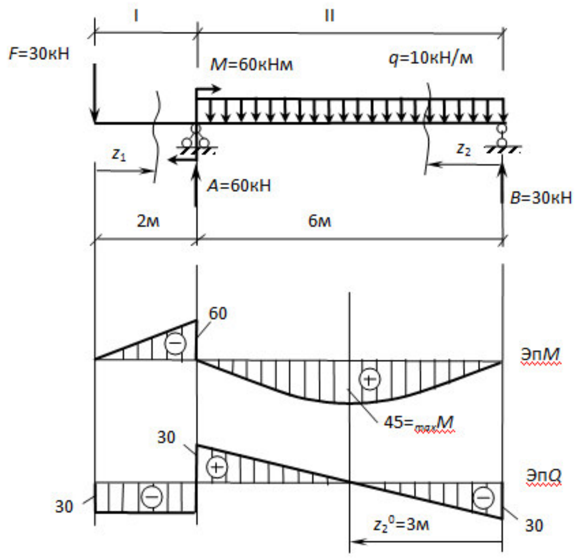
$$_{max}\sigma = 9{,}33 \text{ МПа} < [\sigma]=10 \text{ МПа}.$$

— по условию прочности касательных напряжений:

$$_{max}\tau = 4{,}75 \cdot 10^3 \text{ Па=0,00475МПа} < [\tau]=3 \text{ МПа}.$$

Контрольные вопросы.

1. Основные понятия и определения. Классификация видов изгиба.
2. Внутренние силовые факторы при прямом изгибе.
3. Подобрать сечение деревянной балки в двух вариантах: круглое и прямоугольное (при h/b=2), если [σ]=10 МПа, [τ]=3 МПа, и сравнить их по расходу материала.



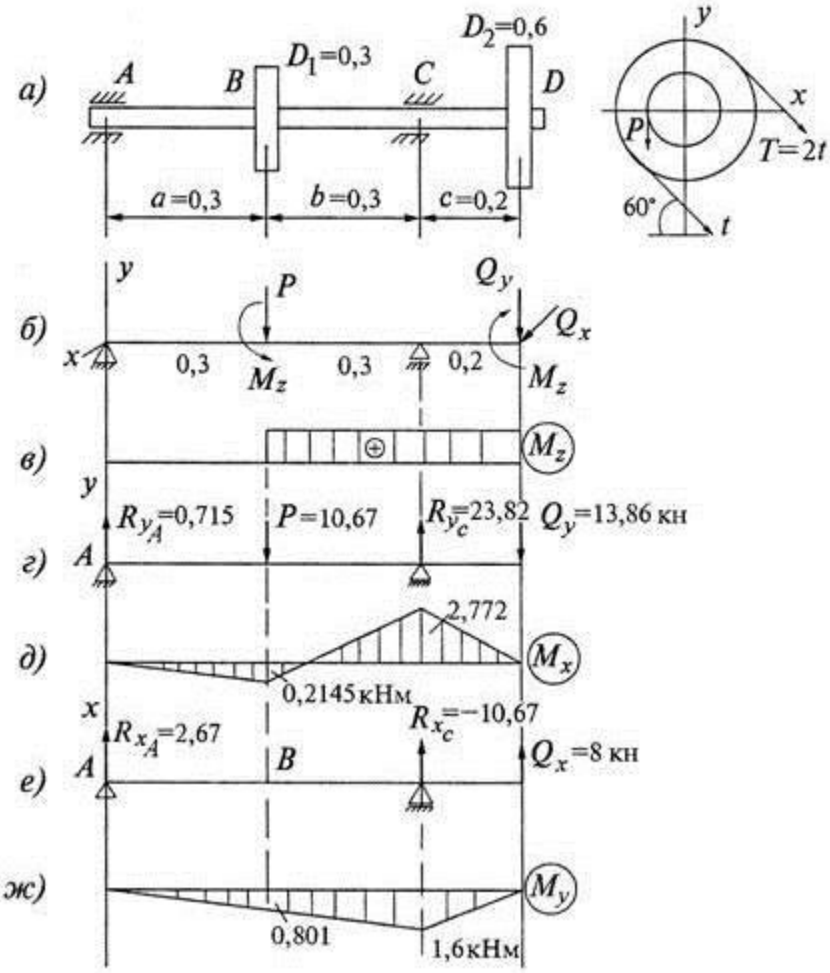
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 12

Тема: Расчёт вала на совместное действие изгиба и кручения.

<u>*Цель работы*</u>: Научить производить расчёты вала на совместное действие изгиба и кручения.

Задача: Стальной вал постоянного сечения (рис.1, *а*) вращается с частотой *n* об/мин и передает мощность *N* кВт. Подобрать диаметр вала, если заданы предел текучести материала σ_T и запас прочности n_T.

Числовые данные к задаче: $a = 0{,}3$ м; $b = 0{,}3$ м; $c = 0{,}2$ м; $D_1 = 0{,}3$ м; $D_2 = 0{,}6$ м; $N = 20$ кВт; $n_1 = 120$ об/мин; материал Ст50; σ_T=300 МПа; запас прочности по отношению к пределу текучести $n_T = 3$.



Порядок выполнения работы

1. Определение нагрузок, передающихся на вал

1.1. Определение крутящего момента по формуле

$$M_к = \frac{30N}{\pi n} = \frac{30 \cdot 20}{\pi \cdot 120} = 1{,}60 \text{ кНм}$$

1.2. Определение окружных усилий по формулам и разложение их на вертикальную и горизонтальную составляющие

Выполняем вычисления и показываем все найденные силы на расчетной схеме вала (рис.1, б)

$$P = \frac{2M_к}{D_1} = \frac{2 \cdot 1,60}{0,3} = 10,67\,кН;$$

$$P_{гор} = P_x = 0;$$

$$P_{верт} = \left|P_y\right| = P = 10,67\,кН$$

$$t = \frac{2M_к}{D_2} = \frac{2 \cdot 1,60}{0,6} = 5,33\,кН;$$

$$Q = 3t = 16,0\,кН;$$

$$Q_{гор} = Q_x = 16,0 \cdot \cos 60^0 = 8,0\,кН;$$

$$Q_{верт} = \left|Q_y\right| = 16,0 \cdot \sin 60^0 = 13,86\,кН.$$

2. Построение эпюр моментов $M_к$, M_x, M_y

2.1. Построение эпюры крутящих моментов $M_к$

Эпюра крутящих моментов располагается между шкивами, т.к. скручивается только этот участок вала. Величина крутящего момента определена в п.1.1.: $M_к$=1,60 кНм (рис.1, в)

2.2. Построение эпюры изгибающих моментов относительно осей X – M_x изгиб вертикальной плоскости

Схема нагрузок показана на рис. 1, г.

Находим опорные реакции

$$-P_y a - Q_y(a+b+c) + R_{yC}(a+b) = 0;$$
$$-10,67 \cdot 0,3 - 13,86 \cdot 0,8 + R_{yC} \cdot 0,6 = 0;$$
$$\sum m_{xA} = 0: \qquad R_{yC} = 23,82\,кН;$$
$$-R_{yA}(a+b) + Pb - Q_y c = 0;$$
$$-R_{yA} \cdot 0,6 + 10,67 \cdot 0,3 - 13,86 \cdot 0,2 = 0;$$
$$\sum m_{xC} = 0: \qquad R_{yA} = 0,715\,кН.$$

Проверка:

$$\sum y = 0: R_{yC} + R_{yA} - P_y - Q_y = 0.715 + 23,82 - 10,67 - 13,86 = 24,535 - 24,53 \approx 0.$$

Точность $\dfrac{0,005 \cdot 100}{24,535} = 0,02\%.$

Вычисляем моменты в характерных точках:

$$M_x^A = 0; \quad M_x^B = R_{yA} \cdot a = 0,715 \cdot 0,3 = 0,2145\,кНм;$$
$$M_x^D = 0; \quad M_x^C = -Q_y \cdot C = -13,86 \cdot 0,2 = -2,772\,кНм.$$

По вычисленным значениям моментов строится эпюра (рис.1, д).

2.3. Построение эпюры изгибающих моментов M_y (изгиб в горизонтальной плоскости)

Схема нагрузок, действующих в этой плоскости, показана на рис.1, е).

Находим опорные реакции:

$$R_{xC} \cdot 0{,}6 + 8{,}0 \cdot 0{,}8 = 0;$$

$\sum m_{y_A} = 0;$ $R_{xC} = -10{,}67$ кН направлена в противоположно оси X

$\sum m_{yC} = 0;$ $R_{xA} \cdot 0{,}6 - 8{,}0 \cdot 0{,}2 = 0;$ $R_{xA} = 2{,}67$ кН направлена по оси X

Проверка:

$$\sum y = R_{xA} + R_{xC} + Q_x = 2{,}67 - 10{,}67 + 8{,}0 = 10{,}67 - 10{,}67 = 0.$$

Вычисляем моменты в характерных точках:

$M_y^A = 0;$ $M_y^B = R_{xA} \cdot a = 2{,}67 \cdot 0{,}3 = 0{,}801$ кНм;

$M_y^D = 0;$ $M_y^C = Q_x \cdot 0{,}2 = 8 \cdot 0{,}2 = 1{,}60$ кНм.

По найденным значениям строится эпюра изгибающих моментов в горизонтальной плоскости M_y (рис. 1, ж).

3. Подбор сечения (определение диаметра вала)

Материал Ст50, σ_T =380 МПа, запас n_T =3.

Находим допускаемое напряжение:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T} = \frac{380}{3} = 127 \text{ МПа}.$$

Опасным в данном случае является сечение С, так как в этом сечении все моменты наибольшие, что видно по эпюрам. Выписываем величины моментов в сечении С:

$M_x^C = 2{,}772$ кНм; $M_y^C = 1{,}60$ кНм; $M_\kappa^C = 1{,}6$ кНм.

Вычисляем приведенный расчетный момент:

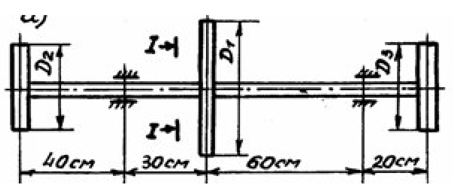
$$M_{np} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_\kappa^2} = \sqrt{2{,}772^2 + 1{,}6^2 + 1{,}6^2} = 3{,}58 \text{ кНм}.$$

По формуле для кругового сечения вычисляем диаметр вала:

$$d \ge \sqrt[3]{\frac{32 M_{np}^{\max}}{\pi[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3{,}58}{127 \cdot 10^3 \cdot \pi}} = 0{,}066 \text{ м} = 66 \text{ мм}.$$

Контрольные вопросы.

1. Виды напряженных состояний.
2. Критическая сила, критическое напряжение.
3. Решить задачу: Шкив с диаметром D_1= 1 м и углом наклона ветвей к горизонту α_1=40° делает n=600 об/мин и передает мощность N_1 = 60 кВт. Два других шкива имеют одинаковый диаметр D_2= D_3= 0,8 м и одинаковые углы наклона ветвей ремня к горизонту α_2=60°, и каждый из них передает мощность $N_1 = N_2 = N_3/2$. Требуется подобрать диаметр вала при $[\sigma]$= 700 кГс/см^2 = 70 МПа.



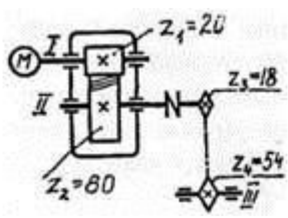
ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 13

Тема: Расчёт основных параметров привода.

<u>*Цель работы*</u>: Научить производить расчёты основных параметров привода.

Исходные данные:

Задача: Привод состоит из электродвигателя мощностью $P_{ДВ}$ =11 кВт с частотой вращения вала пдв=1460 об/мин и многоступенчатой передачи. Требуется определить: а) общие КПД и передаточное число привода; б) мощности, вращающие моменты и угловые скорости для всех валов.



Порядок выполнения работы

1. Кинематическая и конструктивная характеристики привода: передача двухступенчатая, понижающая (т.е. уменьшающая угловую скорость, так как в каждой ступени диаметр выходного звена больше, чем входного). Первая ступень - передача цепная, вторая - цилиндрическая косозубая Передача закрытая, т.е. в герметичном корпусе, понижающая называется редуктором. Для подсоединения к ведущему и ведомому валам редуктора предусмотрены упругие муфты.

2. КПД передач

косозубого редуктора: $\eta_{ред} = 0,98$;

цепной передачи: $\eta_{ц.п.} = 0,92$;

Общий КПД передачи $\eta_0 = \eta_{ц.п.} \cdot \eta_{ред} = 0,92 \cdot 0,98 = 0,9$.

3. Мощности на валах:

$P_1 = P_{дв} = 11 кВт$

$P_2 = P_1 \cdot \eta_{ц.п.} = 11 \cdot 0,92 = 10,1 кВт$

$P_3 = P_2 \cdot \eta_{ред} = 10,1 \cdot 0,98 = 9,9\ кВт$

Мощность на третьем валу можно было определить и иначе:

$P_3 = P_1 \cdot \eta_0 = 11 \cdot 0,9 = 9,9 кВт$

Передаточные числа отдельных передач:

$$u_{ред} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{80}{20} = 4;$$

$$u_{ц.п} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{54}{18} = 3.$$

Передаточные отношения равны передаточным числам. Общее передаточное отношение передачи

$u_0 = u_{ред} \cdot u_{ц.п.} = 4 \cdot 3 = 12.$

4. Угловые скорости валов:

$$\omega_1 = \omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 1460}{30} = 152{,}8 \ рад/с;$$

$$u_{ц.п.} = \frac{\omega_1}{\omega_2},$$

Отсюда

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{ц.п}} = \frac{152{,}8}{3} = 50{,}9 \ рад/с;$$

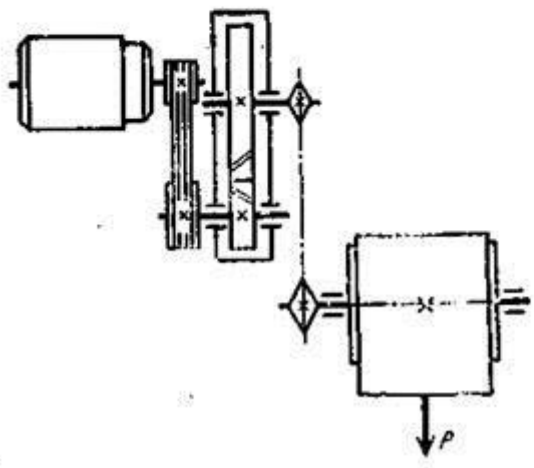
$$u_{ред} = \frac{\omega_2}{\omega_3},$$

отсюда

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_{ред}} = \frac{50{,}9}{4} = 12{,}7 \ рад/с.$$

Контрольные вопросы.

1. Решить задачу: Произвести кинематический расчет привода, показанного на рис.1.4, при следующих данных: диаметр барабана D = 500 мм, тяговое усилие на ленте P = 4000 Н, скорость ленты v = 0,8 м/с.



ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 14

Тема: Расчёт передачи.

Цель работы: Научить производить расчёты передачи.

Исходные данные:

Задача: Рассчитать цилиндрическую зубчатую передачу Новикова одноступенчатого редуктора, выполненного в виде отдельного агрегата, при условии, что мощность, передаваемая шестерней P_1=10 кВт, угловая скорость шестерни ω_1=78 рад/с (n_1=750 мни$^{-1}$), угловая скорость колеса ω_2=39 рад/с (n_1=375 мни$^{-1}$). Нагрузка передачи постоянная, но во время пуска редуктора она кратковременно повышается в 1,6 раза по сравнению с номинальной. Срок службы передачи 30000 ч.

Порядок выполнения работы

Для передачи предусматриваем дозаполюсное зацепление с двумя линиями зацепления и исходным контуром по ГОСТ 15023-76. Материал и термообработку зубьев назначаем те же, что и в примере расчета цилиндрической косозубой передачи. Число зубьев шестерни z_l=14, угол наклона зубьев β=24° и коэффициент осевого перекрытия ε_β=2,3. Расчетом зубьев на изломную прочность по формуле определим модуль зубьев m.

Число зубьев колеса по формуле

$$z_2 = z_1 u = 14 \times 2 = 28$$

По графику, коэффициент K_u=0,34 и коэффициент ψ_K=1,28. Эквивалентное число зубьев шестерни по формуле

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3\beta} = \frac{14}{0.75} = 19$$

Коэффициент формы зубьев шестерни $Y_{\beta 1}$=0,98. Примем $K_\beta K_v$=1,2.

Допускаемое напряжение на изгиб для зубьев шестерни $[\sigma_F]$ определим по формуле, предварительно вычислив значения величин, входящих в данную формулу.

Предел выносливости при симметричном цикле напряжений при изгибе для материала зубьев шестерни по формуле

$$\sigma_{-1} = 0.35\sigma_{в} + 120 = 0.35 \times 950 + 120 = 454\ МПа$$

Базовое число циклов напряжений N_{F0}=10^7. Эквивалентное число циклов изменения напряжений (см. пример) N_{fE}=135×10^6. Так как N_{FE}=135×10^6>N_{F0}=10×10^6, то коэффициент долговечности K_{FL}=1.

Допускаемое напряжение на изгиб для зубьев шестерни по формуле

$$\left[\sigma_{F1}\right] = 0.54\sigma_{-1} K_{FL} = 0.54 \times 452 \times 1 = 245\ МПа$$

Крутящий момент, передаваемый шестерней, T_1=128 Н×м (см. пример.).

Модуль зубьев по формуле

$$m=10\sqrt[3]{\frac{T_1 K_\beta K_v K_u \psi_K}{z_1 \epsilon_\beta Y_{\beta 1}\left[\sigma_{F1}\right]}}=$$

$$=10\sqrt[3]{\frac{128\times1.2\times0.34\times1.28}{14\times2.3\times0.98\times245}}\approx2.3\text{мм}$$

По ГОСТ 1486—69 принимаем m=2,5 мм.

Делительные и начальные диаметры шестерни и колеса по формулам: для шестерни

$$d_1=d_{w1}=\frac{z_1 m}{\cos\beta}=\frac{14\times2.5}{0.914}=39.38\text{мм}$$

для колеса

$$d_2=d_{w2}=\frac{z_2 m}{\cos\beta}=\frac{28\times2.5}{0.914}=78.76\text{мм}$$

Проверим зубья расчетом на контактную прочность по формуле. Допускаемое контактное напряжение для зубьев $[\sigma_H]$=890 МПа (см. пример.). По графику, коэффициент K_b=0,25. Коэффициент $K_p=2\times10^{-5}$ 1/МПа и μ=2.

По формуле найдем

$$\sigma_H=\left(\frac{1}{d_w}\right)\sqrt{\frac{10^3 T_1 K_\beta K_v K_b\left(u+1\right)}{K_p \mu m u}}=$$

$$=\frac{1}{39.38}\sqrt{\frac{10^3\times128\times1.2\times\left(2+1\right)}{2\times10^{-5}\times2\times2.5\times2}}=$$

$$=550\,\text{МПа}<\left[\sigma_H\right]=890\,\text{МПа}$$

Следовательно, прочность зубьев по контактным напряжениям вполне обеспечена.

Размеры зубьев, диаметры вершин $\mathbf{d_a}$ и впадин $\mathbf{d_f}$ шестерни и колеса, ширина зубчатых венцов **b** по формулам:

$$h_a=0.9m=0.9\times2.5=2.25\text{мм}$$

$$h_f=1.05m=1.05\times2.5=2.625\,\text{мм}$$

$$h=h_a+h_f=2.25+2.625=4.872\,\text{мм}$$

для шестерни

$$d_{a1}=d_1+2h_a=39.38+2\times2.25=43.88\text{мм}$$

$$d_{f1}=d_1\text{-}2h_f=39.38\text{-}2\times2.625=34.13\text{мм}$$

$$b_1=\epsilon_\beta\left(\frac{\pi m}{\sin\beta+0.4m}\right)=2.3\left(\frac{3.14\times2.5}{0.4}\right)+0.4+2.5=46мм$$

для колес

$$d_{a2}=d_2+2h_a=78.76+2\times2.25=83.26мм$$
$$d_{f2}=d_2-2h_f=78.76-2\times2.625=73.51мм$$
$$b_2=\epsilon_\beta\left(\frac{\pi m}{\sin\beta}\right)=2.3\left(\frac{3.14\times2.5}{0.4}\right)=46\,мм$$

Делительное межосевое расстояние передачи по формуле

$$a=0.5\left(d_1+d_2\right)=0.5(39.38+78.76)=54.02мм$$

Из сравнения этой передачи с эвольвентной косозубой, рассчитанной в примере, следует, что передача Новикова значительно компактнее.

Контрольные вопросы.

1. Характеристики, классификация и область применения зубчатых передач.
2. Виды разрушений зубчатых колес.
3. Рассчитать зубчатую косозубую передачу.

Содержание отчета: решение задачи

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 15

Тема: Расчёты конических передач.

Цель работы: Научить производить расчёты конических передачи.

Исходные данные:

Задача: Рассчитать коническую прямозубую передачу одноступенчатого редуктора общего назначения при условии, что мощность, передаваемая шестерней, P_1=5 кВт; угловая скорость шестерни ω_1=105 рад/с (n_1=1000 мин$^{-1}$); угловая скорость колеса ω_2= 34 рад/с (n_2=325 мин$^{-1}$). Нагрузка передачи постоянная. Срок службы 15 000 ч.

Порядок выполнения работы

Для передачи предусматриваем эвольвентное зацепление без смещения. Передаточное отношение (передаточное число) по формуле

$$i=u=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{105}{34}=3.1$$

Примем по ГОСТ 12289-76 u=3,15.

Рассчитаем зубья передачи на контактную прочность. Определим начальный средний диаметр шестерни $\mathbf{d_{wm1}}$ по формуле

$$d_{wm1}=770\sqrt[3]{\frac{T_1K_{H\beta}\sqrt{u^2+1}}{0.85\psi_{bd}\left[\sigma_H\right]^2u}}$$

Для этого вычислим значения величин, входящих в данную формулу.

Крутящий момент, передаваемый шестерней:

$$T_1=\frac{P_1}{\omega_1}=\frac{5\times10^3}{105}=47.62\text{Н}\times\text{м}$$

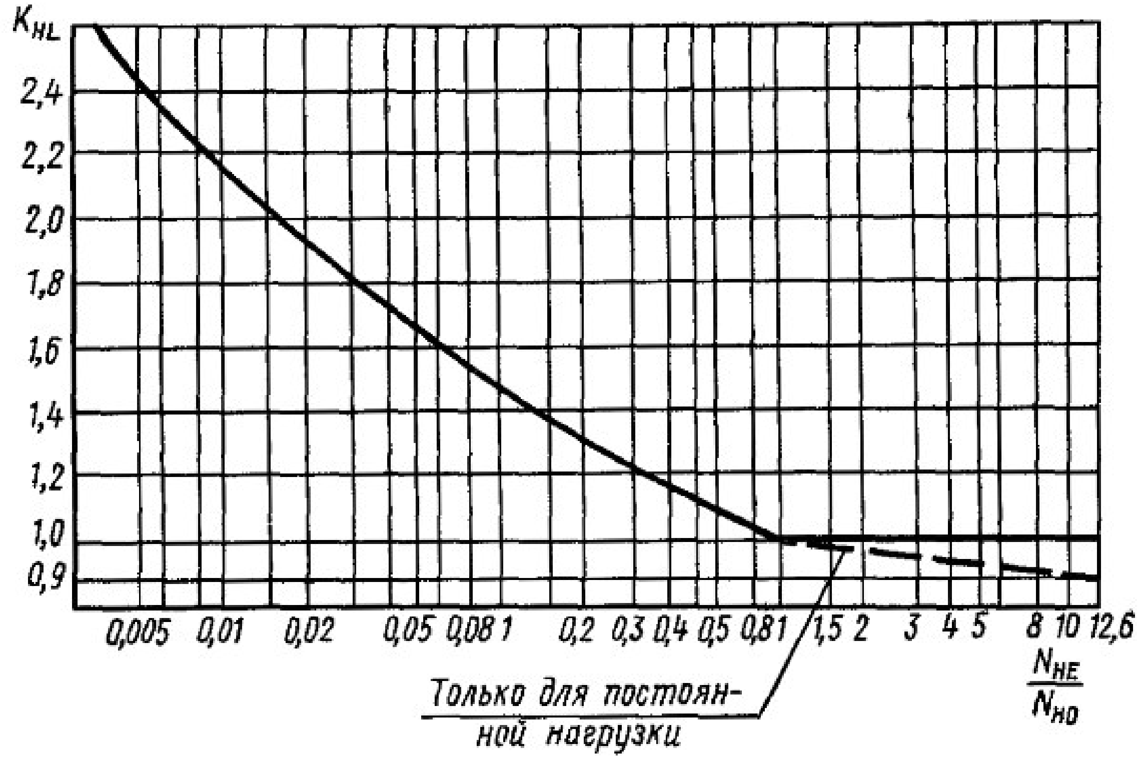
Коэффициент ψ_{bd}=0,4. При ψ_{bd}=0,4 и твердости поверхности зубьев HB460 по графику 1а коэффициент $K_{H\beta}$=1,4.

Предел контактной выносливости поверхностей зубьев $\sigma_{H\ lim\ b}$=1014 МПа (см. пример). Коэффициент безопасности s_H=1,1; коэффициент Z_R=0,95; коэффициент Z_v=1. Базовое число циклов напряжений $N_{H0}=70\times10^6$. Эквивалентное число циклов напряжений для шестерни по формуле

$$N_{HE}=60\,n_1\,t=60\times1000\times15\times10^3=900\times10^6$$

Для отношения $\mathbf{N_{HE}/N_{H0}=900\times10^6/(70\times10^6)\approx11}$ по графику коэффициент долговечности K_{HL}=0,9

.



Допускаемое контактное напряжение по формуле

$$\left[\sigma_H\right]=\frac{\sigma_{Hlimb} Z_R Z_v K_{HL}}{s_H}=\frac{1014\times 0.95\times 1\times 0.9}{1.1}=790\ \text{МПа}$$

Начальный средний диаметр шестерни по формуле

$$d_{wm1}=770\sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}\sqrt{u^2+1}}{0.85\psi_{bd}\left[\sigma_H\right]^2 u}}=$$

$$=770\sqrt[3]{\frac{47.62\times 1.4\sqrt{3.15+1}}{0.85\times 0.4\times 790^2\times 3.15}}=76\text{мм}$$

Делительный средний диаметр шестерни $\mathbf{d_{m1}=d_{wm1}=76}$ **мм**. Выполним проверочный расчет зубьев на изгиб по формуле

$$\sigma_F=Y_F K_{F\beta} K_{Fv}\frac{2\times 10^3 T_1}{0.85 z\psi_m m_m^3}\leqslant\left[\sigma_H\right]$$

Предварительно вычислим значения величин, входящих в данную формулу. Расчет зубьев на изгиб произведем по шестерне, так как ее зубья у основания тоньше зубьев колеса.

Число зубьев шестерни $\mathbf{z_1=20}$. Число зубьев колеса по формуле

$$z_2 = z_1 u = 20 \times 3.15 = 63$$

Средний модуль зубьев по формуле

$$m_m = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{76}{20} = 3.8\text{мм}$$

Углы наклона делительных конусов шестерни $\boldsymbol{\delta_1}$ и колеса $\boldsymbol{\delta_2}$ по формуле

$$ctg\,\delta_2 = tg\,\delta_1 = i = 3.15$$

следовательно, $\boldsymbol{\delta_1=17°40'}$ и $\boldsymbol{\delta_2=72°20'}$. Ширина зубчатого венца по формуле

$$b = b_w = \psi_{bd} d_{m1} = 0.4 \times 76 = 30\text{мм}$$

Модуль зубьев **m** (внешний окружной делительный) по формуле

$$m = m_m + \left(\frac{b}{z_1}\right) \sin\delta_1 = 3.8 + \left(\frac{30}{20}\right) \times 0.3 = 4.25\text{мм}$$

По ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76) примем **m=4 мм** Средний модуль

$$m_m = m - \left(\frac{b}{z_1}\right) \sin\delta_1 = 4 - \left(\frac{30}{20}\right) \times 0.3 = 3.55\text{мм}$$

Начальный средний диаметр шестерни по формуле

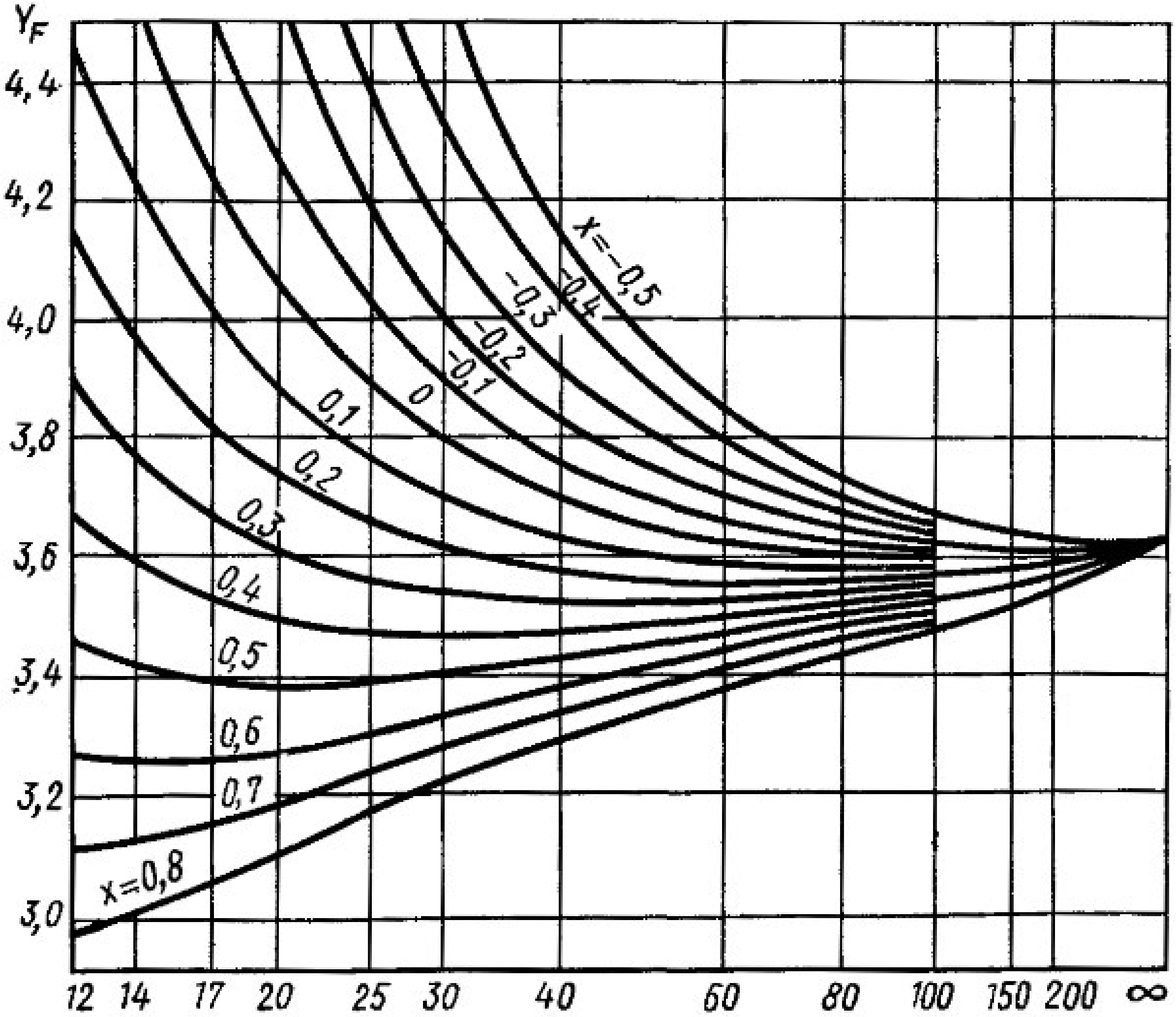
$$d_{wm1} = z_1 m_m = 20 \times 3.55 = 71\text{мм}$$

Скорость передачи по формуле

$$v = \frac{\omega_1 d_{wm1}}{2} = \frac{105 \times 0.071}{2} = 3.68\frac{\text{м}}{\text{с}}$$

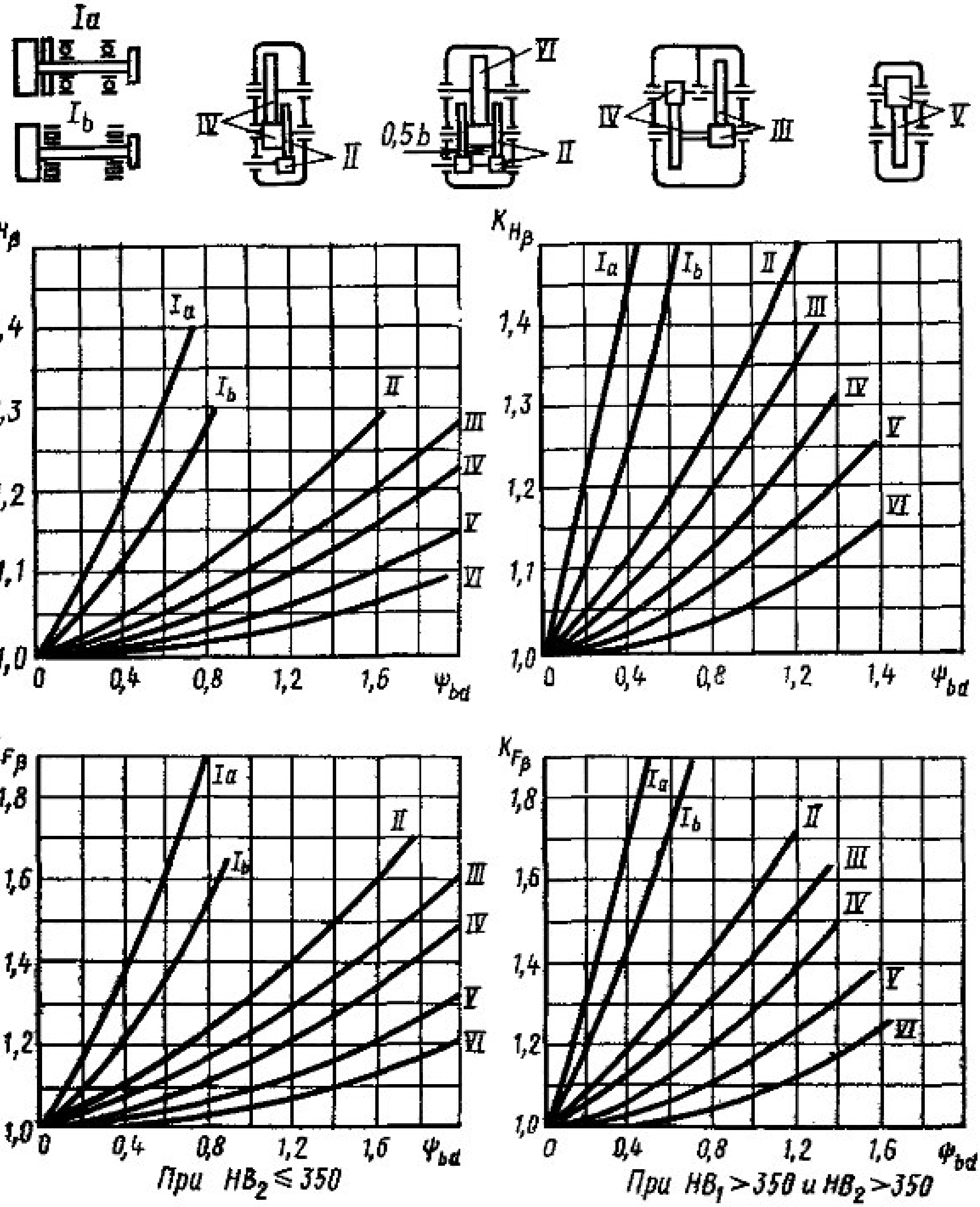
Эквивалентное число зубьев шестерни по формуле

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos}\delta_1 = \frac{20}{0.95} = 21$$



По графику коэффициент формы зубьев $\mathbf{Y_F=4}$. При твердости поверхности зубьев **HB460** и $\boldsymbol{\psi_{bd}=0,4}$ по графику 1а (рис. 3) коэффициент $\mathbf{K_{F\beta}=1,7}$; коэффициент динамической нагрузки $\mathbf{K_{Fv}=1,1}$ (См. табл.). Коэффициент $\boldsymbol{\psi_m}$ по формуле

$$\psi_m = \psi_{bd} z_1 = 0.4 \times 20 = 8$$



Определим для зубьев шестерни допускаемое напряжение на изгиб **[σ_F]** по формуле

$$[\sigma_F] = \left(\frac{\sigma_{F\,limb}}{S_F}\right) K_{FL} K_{Fc}$$

Для этого вычислим значения величин, входящих в данную формулу. Предел выносливости зубьев при изгибе **$\sigma_{F\ lim\ b}$=580 МПа** (см. табл.); коэффициент безопасности **s_F=l,7**; коэффициент **K_{Fc}=1**; базовое число циклов напряжений **$N_{F0}=4\times10^6$**. Эквивалентное число циклов напряжений **$N_{FE}=N_{HE}=900\times l0^6$**. Так как **$N_{F0}=900\times10^6>N_{F0}=4\times10^6$**, то коэффициент долговечности **K_{FL}=1**.

Допускаемое напряжение на изгиб зубьев шестерни по формуле

$$\left[\sigma_F\right]=\left(\frac{\sigma_{Flimb}}{S_F}\right)K_{FL}K_{Fc}=\frac{580\times1\times1}{1.7}=341\text{МПа}$$

Произведем проверочный расчет зубьев шестерни на изгиб по формуле

$$\sigma_F=Y_F K_{F\beta}K_{Fv}\left[\frac{2\times10^3T_1}{0.85z\psi_m m^3_m}\right]=$$

$$=4\times1.7\times1.1\left[\frac{2\times10^3\times47.62}{0.85\times20\times8\times3.55^3}\right]=$$

$$=106\text{МПа}<\left[\sigma_F\right]=330\text{МПа}$$

Следовательно, на изгиб зубья передачи вполне прочные.

Делительные внешние диаметры шестерни **d_{e1}** и колеса **d_{e2}** по формуле

$$d_{e1}=z_1m=20\times4=80\text{мм}$$

$$d_{e2}=z_2m=63\times4=252\text{мм}$$

По ГОСТ 12289-76 ближайшее стандартное значение **d_{e2}=250 мм** и, следовательно, **d_{e2}=252 мм** соответствует ГОСТу.

Ширина зубьев венца в соответствии с ГОСТом **b=38 мм**.

Определим размеры зубьев. По ГОСТ 13754-81 (СТ СЭВ 516-77) коэффициент высоты головок зубьев **h^*_a=1** и коэффициент радиального зазора зубьев **c^*=0,2**.

Высота головок зубьев

$$h_a=h^{\square}_a m=1\times4=4\text{мм}$$

Высота ножек зубьев

$$h_f=\left(h^{\square}_a+c^{\square}_0\right)=\left(1+0.2\right)\times4=4.8\text{мм}$$

Высота зубьев

$$h=h_a+h_f=4+4.8=8.8\text{мм}$$

Внешний диаметр вершин $\mathbf{d_{ae}}$ и диаметр впадин $\mathbf{d_{fe}}$ по формулам: для шестерни

$$d_{ae1}=d_{e1}+2h_a\cos\delta_1=80+2\times4\times0.953=87.63 \text{мм}$$

$$d_{fe1}=d_{e1}-2h_f\cos\delta_1=80-2\times4.8\times0.953=70.85 \text{мм}$$

для колеса

$$d_{ae2}=d_{e2}+2h\cos\delta_2=252+2\times4\times0.303=254.42 \text{мм}$$

$$d_{fe2}=d_{e2}-2h_f\cos\delta_2=252-2\times4.8\times0.303=249.09 \text{мм}$$

Контрольные вопросы.

1. Рассчитать коническую прямозубую передачу одноступенчатого редуктора общего назначения при условии, что мощность, передаваемая шестерней, P1=5 кВт; угловая скорость шестерни ω1=105 рад/с (n1=1000 мин-1); угловая скорость колеса ω2= 34 рад/с (n2=325 мин-1). Нагрузка передачи постоянная. Срок службы 15 000 ч.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 16

Тема: Тепловой расчет червячной передачи.

Цель работы: Научить производить тепловые расчёты червячной передачи.

Порядок выполнения работы

Механическая энергия, потерянная в передачах, переходит в тепловую, вызывающую нагрев деталей и масла. Ввиду невысокого КПД червячные передачи работают с большим тепловыделением. Однако нагрев масла до температуры свыше 95° приводит к резкому снижению его вязкости и защитных свойств и, следовательно, к появлению опасности заедания передачи. Поэтому температура масла в картере передачи не должна превышать допускаемую $[t_м]$ = 70...90 °С в зависимости от сорта масла.

Для нормальной работы передачи необходимо обеспечение теплового баланса, т. е. чтобы количество теплоты, выделяющееся в результате превращения механической энергии в тепловую, не превышало количество теплоты, отводимой от передачи естественным или искусственным путем.

Количество теплоты Q_1, выделяющейся в передаче,

$$Q_1 = (1-\eta)\,P \quad (3.83)$$

где P — мощность на ведущем валу; η — КПД передачи.

Количество теплоты Q_2, отводимой через стенки редуктора в окружающую среду естественным путем,

$$Q_2 = A K_T (t_M - t_0) \quad (3.84)$$

где A — площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора (без учета днища); K_T = 8... 17 Вт/(м^2·град) — коэффициент теплоотдачи стенок (большие значения при хорошей циркуляции воздуха в помещении); t_M — температура масла; t_0 = 20 °С — расчетная температура окружающей среды.

Площадь A поверхности охлаждений корпуса редуктора определяется по формуле (см. рис. 3.27; *в* и рис 3.28):

$$A=2H(B+T)+BT \quad (3.85)$$

где $H = 2a + 0{,}4d_{ae2}$ — высота корпуса; $B = 1{,}3d_{ae2}$ — длина корпуса; $T = 2d_{a1}$ — ширина корпуса.

Если $Q_2 \geq Q_1$, то естественного охлаждения достаточно, в противном случае надо увеличить поверхность охлаждения, сделав стенки корпуса ребристыми (в этом случае при расчете учитывают 50% площади поверхности ребер).

При достаточном естественном охлаждении соблюдается следующее условие:

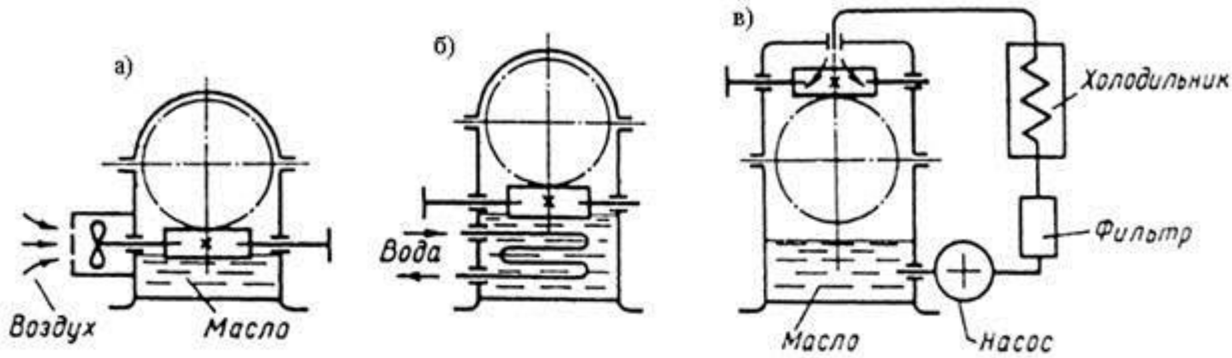
$$t_м = (1-\eta)P/(AK_T) + t_0 \le [t_М] \quad (3.86)$$

Если естественного охлаждения недостаточно, т. е. $t_М > [t_М]$, то применяется искусственное охлаждение, при котором коэффициент теплоотдачи значительно повышается.

Для зубчатых и маломощных червячных передач обычно достаточно естественного охлаждения; для червячных передач большой мощности с невысоким КПД и для всех глобоидных передач применяют искусственное охлаждение.

Основные способы искусственного охлаждения показаны на рис.

а — воздушное охлаждение с помощью вентилятора, встроенного в кор-



пус редуктора (коэффициент теплоотдачи при этом способе K_T = 20...28 Вт/(м^2·град); *б* — водяное охлаждение с помощью змеевика с проточной водой, встроенного в корпус редуктора (коэффициент теплоотдачи при этом способе K_T = 70... 100 Вт/(м^2-град); *в* — циркуляционное охлаждение масла с применением специальных холодильников. Следует заметить, что при последних двух способах интенсивность охлаждения зависит не только от площади поверхности охлаждения корпуса редуктора, поэтому применять вышеприведенные формулы для теплового расчета нельзя.

В червячных передачах возможно интенсивное изнашивание активных поверхностей зубьев червячного колеса, а также возникновение заедания и его опасной формы — задира. Поэтому в этих передачах рекомендуется применять нефтяные масла повышенной вязкости с добавлением (для улучшения противозадирных свойств) растительного масла, либо применять синтетические масла, например эфирные и т.д.

Контрольные вопросы.

1. Червячная передача с Архимедовым червяком.
2. Геометрические соотношения, передаточное число, КПД.
3. Виды разрушения зубьев червячных колес.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 17

Тема: Проектировочный и проверочный расчеты передачи.

Цель работы: Научить производить проектировочный и проверочный расчеты передачи.

Алгоритм решения задачи:

Проектный расчет закрытой цилиндрической передачи

Определим расчётный момент на шестерне

$T_1 = 9550 \cdot K \cdot N / n_2 = 9550 \cdot 2{,}9 \cdot 1.1 / 320 = 333{,}23$ Н·м

Предполагаемое передаточное число

$U^0 = n_2 / n_3^0 = 91{,}42 / 17{,}19 = 5{,}3$

Предполагаемый коэффициент ширины шестерни относительно её начального диаметра выбираю равным $\psi_{bd}^0 = 0.9$.

Предполагаемое межосевое расстояние

$$a_w^0 = 675 \frac{U^0 + 1}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_{bd}^0 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{U^0 + 1}{U^0}} = 675 \cdot \frac{5{,}3 + 1}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{333{,}23}{0.9 \cdot 398.25^2} \cdot \frac{5{,}3 + 1}{5{,}3}} = 299{,}6$$ мм

Желаемое межосевое расстояние выбираю равным $a_{wg} = 300$ мм.

Допустимое отклонение межосевого расстояния $\Delta a_w = 15$ мм.

Предполагаемый начальный диаметр шестерни

$d_{w1}^0 = 2 \cdot a_{wg} / (U^0 + 1) = 2 \cdot 300 / (5{,}3 + 1) = 94{,}96$ мм

Определяем предполагаемую рабочую ширину

$b_w^0 = \psi_{bd}^0 \cdot d_{w1}^0 = 0.9 \cdot 94{,}96 = 85{,}46$ мм

Предполагаемый модуль

$$m^0 = \frac{2 \cdot a_{wg} \cdot \cos\beta}{Z_1 + Z_2} = \frac{2 \cdot 300 \cdot \cos 0^0}{21 + 112} = 4{,}52$$ мм

Выбираем значение модуля по СТ СЭВ 310-76 равным 4,5мм.

Коэффициенты смещения шестерни и колеса равными X_1 = 0,5, X_2 = 0,5.

Исходный контур зубьев по ГОСТ 13755-81 $\alpha = 20^0$, $h^*_f = 1{,}25$, $h^*_a = 1$, $h^*_L = 2$.

Проверочный расчёт передачи по контактным напряжениям

Производим расчёт геометрии по ГОСТ 16532-70.

Определяем сумму чисел зубьев

$Z_\Sigma = Z_1 + Z_2 = 21 + 112 = 133$

Частоту вращения колеса определяем по формуле

$n_2 = n_1 / U = 91{,}42 / 5{,}3 = 17{,}24$ мин$^{-1}$

Модуль отклонения частоты вращения от желаемой

$n_{2R} = \left| n_2 - n_2^0 \right| = \left| 17{,}24 - 17{,}19 \right| = 0{,}05 < n_{2D} = 0{,}85$ мин$^{-1}$

Находим торцовый угол профиля

$\alpha_t = arctg(tg\alpha / \cos\beta) = arctg(tg20/\cos 0) = 20^0$

Сумма коэффициентов смещения

$X_\Sigma = X_1 + X_2 = 0.5 + 0.5 = 1$

Угол зацепления

$\alpha_{tw} = \alpha_t = 20$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{Z_\Sigma \cdot m}{2\cos\beta} \cdot \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}} = \frac{133 \cdot 4.5}{2\cos 0} \cdot \frac{\cos 20}{\cos 20} = 303.5$$ мм

Модуль отклонения межосевого расстояния от желаемого

$\Delta a_R = \left| a_w - a_{wg} \right| = \left| 303.5 - 300 \right| = 3.5$ мм

Делительный диаметр шестерни

$d_1 = m \cdot Z_1 / \cos\beta = 4.5 \cdot 21 / \cos 0 = 94.5$ мм

Делительный диаметр колеса

$d_2 = m \cdot Z_2 / \cos\beta = 4.5 \cdot 112 / \cos 0 = 504$ мм

Начальный диаметр шестерни

$d_{w1} = 2 \cdot a_w \cdot Z_1 / Z_\Sigma = 2 \cdot 303.5 \cdot 21 / 333 = 95.8$ мм

Начальный диаметр колеса

$d_{w2} = 2 \cdot a_w \cdot Z_2 / Z_\Sigma = 2 \cdot 303.5 \cdot 112 / 333 = 511.2$ мм

Основной диаметр шестерни

$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha_t = 94.5 \cdot \cos 20 = 88.8$ мм

Основной диаметр колеса

$d_{b2} = d_2 \cdot \cos\alpha_t = 504 \cdot \cos 20 = 504$ мм

Диаметр вершин зубьев шестерни

$d_{a1} = d_1 + 2m(h_a^* + X_1) = 94.5 + 2 \cdot 4.5(1 + 0.5) = 108$ мм

Диаметр вершин зубьев колеса

$d_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + X_2) = 504 + 2 \cdot 4.5(1 + 0.5) = 517.5$ мм

Диаметр впадин зубьев шестерни

$h_{f1} = d_1 - 2m(h_f^* - X_1) = 94{,}5 - 2 \cdot 4{,}5(1 - 0{,}5) = 87{,}5$ мм

Диаметр впадин зубьев колеса

$h_{f1} = d_2 - 2m(h_f^* - X_2) = 504 - 2 \cdot 4.5(1 - 0{,}5) = 497{,}2$ мм

Основной окружной шаг

$P_{bt} = \pi \cdot m \cdot \cos\alpha_t / \cos\beta = 3.14 \cdot 4.5 \cdot \cos 20 / \cos 0 = 13{,}1$ мм

Осевой шаг

$Px = \pi \cdot m / \sin\beta = 3.14 \cdot 4.5 / \sin 0 = 14{,}13$ мм

Угол профиля зуба шестерни в точке на окружности вершин

$\alpha_{a1} = \arccos(d_{b1} / d_{a1}) = \arccos(88{,}8 / 108) = 36{,}2^0$

Угол профиля зуба колеса в точке на окружности вершин

$\alpha_{a2} = \arccos(d_{b2} / d_{a2}) = \arccos(473{,}6 / 517{,}5) = 25{,}8^0$

Коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \frac{(Z_1 \cdot tg\alpha_{a1} + Z_2 \cdot tg\alpha_{a2} - Z_\Sigma \cdot tg\alpha_{tw})}{2 \cdot \pi} = \frac{21 \cdot tg36{,}2 + 112 \cdot tg25{,}8 - 133 \cdot tg20}{2 \cdot 3.14} = 3{,}2$$

Коэффициент осевого перекрытия

$\varepsilon_\beta = b_w / Px = 70 / 14{,}3 = 4{,}8$

Коэффициент перекрытия

$\varepsilon_v = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 4{,}8 + 3{,}2 = 8$

$n_\alpha = 0.2$

$n_\beta 0.8$

Средняя суммарная длина контактных линий

$l_m \approx b_w \cdot \varepsilon_\alpha / \cos\beta_b = 70 \cdot 3{,}2 / \cos 0 = 224$ мм

Коэффициент среднего изменения суммарной длины контактных линий

$$K_\varepsilon = 1 - \frac{n_\alpha \cdot n_\beta}{\varepsilon_\alpha \cdot \varepsilon_\beta} = 1 - \frac{0{,}2 \cdot 0{,}8}{3{,}2 \cdot 4{,}8} = 0{,}98$$

Наименьшая суммарная длина контактных линий

$l_{\min} = l_m \cdot K_\varepsilon = 224 \cdot 0{,}98 = 221{,}6 > b_w = 70$ мм

Число зубьев шестерни, обхватываемых нормалемером определяем по формуле

$$Z_{n1} = \frac{Z_1}{\pi}\left(\frac{tg\alpha_{X1}}{\cos^2\beta_b} - \frac{2 \cdot X_1 \cdot tg\alpha}{Z_1} - inv\alpha_t\right) + 0.5$$

$$\alpha_{X2} = \arccos\frac{Z_1 \cdot \cos\alpha_t}{Z_1 + 2 \cdot X_1 \cdot \cos\beta} = \frac{21 \cdot \cos 20}{21 + 2 \cdot 0.5 \cdot \cos 0} = 25.04$$

$$Z_{n1} = \frac{21}{3.14}\left(\frac{tg25.04}{\cos^2 0} - \frac{2 \cdot 0.5 \cdot tg20}{21} - 0.016\right) + 0.5 = 2.974$$

Принимаем $Z_{n1} = 3$.

Число зубьев колеса, охватываемых нормалемером

$$Z_{n2} = \frac{Z_2}{\pi}\left(\frac{tg\alpha_{X2}}{\cos^2\beta_b} - \frac{2 \cdot X_2 \cdot tg\alpha}{Z_2} - inv\alpha_t\right) + 0.5$$

$$\alpha_{X2} = \arccos\frac{Z_2 \cdot \cos\alpha_t}{Z_2 + 2 \cdot \cos\beta} = \frac{112 \cdot \cos 20.41}{112 + 2 \cdot 0.3 \cdot \cos 0} = 21.875$$

$$Z_{n2} = \frac{112}{3.14}\left(\frac{tg21.875}{\cos^2 0} - \frac{2 \cdot 0{,}5 \cdot tg20}{112} - 0.016\right) + 0.5 = 8.23$$

Принимаем $Z_{n2} = 8$.

Определяем длину общей нормали шестерни

$$W_1 = \left[\pi \cdot (Z_{n1} - 0.5) + 2 \cdot X_1 \cdot tg\alpha + Z_1 \cdot inv\alpha_t\right] m \cdot \cos\alpha < b_w / \sin\beta$$

$$W_1 = \left[3.14 \cdot (3 - 0.5) + 2 \cdot 0.5 \cdot tg20 + 21 \cdot 0.016\right] \cdot 4.5 \cdot \cos 20 < 70 / \sin 5$$

$$W_1 = 27.431 < 87.3 мм$$

Длина общей нормали колеса

$$W_2 = \left[\pi \cdot (Z_{n2} - 0.5) + 2 \cdot X_2 \cdot tg\alpha + Z_2 \cdot inv\alpha_t\right] m \cdot \cos\alpha \triangleleft b_w / \sin\beta$$

$$W_2 = \left[3.14 \cdot (8 - 0.5) + 2 \cdot 0{,}5 \cdot tg20 + 112 \cdot 0.016\right] \cdot 4.5 \cdot \cos 20 < 70 / \sin 5$$

$$W_2 = 79.89 < 87.3 мм$$