

**Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
Саратовский государственный аграрный университет имени
Н.И.Вавилова**

**Методические указания и задания
для выполнения расчетно-графических работ
по курсу**

**ТЕХНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ОБОРУДОВАНИЯ ПИЩЕВЫХ И ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ
ПРЕДПРИЯТИЙ
для студентов 1,2 курса**

Направление подготовки
**35.03.07 Технология производства и переработки
сельскохозяйственной продукции**

Профиль подготовки
Технологии пищевых производств в АПК

Технические основы проектирования оборудования пищевых и перерабатывающих предприятий : метод. указания и задания для выполнения расчетно-графических работ для направления подготовки 35.03.07 Технология производства и переработки сельскохозяйственной продукции / Сост.: А.В. Анисимов // ФГБОУ ВО Саратовский ГАУ. – Саратов, 2018. – 54 с.

1. ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

- 1.1. Работа выполняется на листах формата А4 (210*297 мм), которые затем скрепляются.
- 1.2. Решение задач следует сопровождать краткими пояснениями.
- 1.3. Необходимо соблюдать правила технических расчетов: подстановку численных значений в формулу делать в том порядке, в котором написаны буквенные обозначения входящих в формулу величин, затем подсчитать результат и проставить размерность вычисленной величины.
- 1.4. Расчеты вести в международной системе единиц измерения. Графические построения выполнять в соответствии с требованиями ГОСТов ЕСКД.
- 1.5. Прежде чем приступить к расчету, необходимо рассмотреть пример задания, а также вопросы для повторения и подготовки к защите (сдаче) работы.
- 1.6. В задании РГР содержатся 99 вариантов, составленных для десяти различных задач (10 схем). Данные вариантов заданий и номера схем представлены в прил. 1-17.

2. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА №1

Задача №1

Использование условий равновесия плоской системы сходящихся сил

Задание

Определить реакции стержней, удерживающих грузы F_1 и F_2 (рис. 2.1). Массой стержней пренебречь. Выполним проверку полученных результатов графическим и аналитическим способами. Числовые данные варианта взять из приложения 1. Схему варианта из приложения 2.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Исходные данные: $F_1 = 0,5$ кН, $F_2 = 0,8$ кН

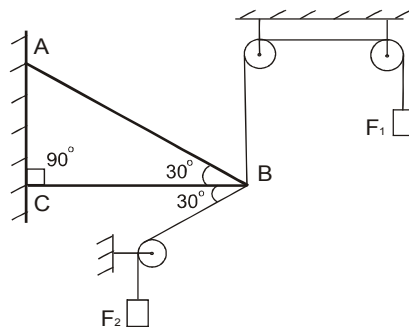


Рис. 2.1. Схема нагружения

Решение

Составим расчетную схему, для чего избавимся от связей. Проведем оси координат, причем ось x проходит через неизвестную внутреннюю силу (рис. 2.1).

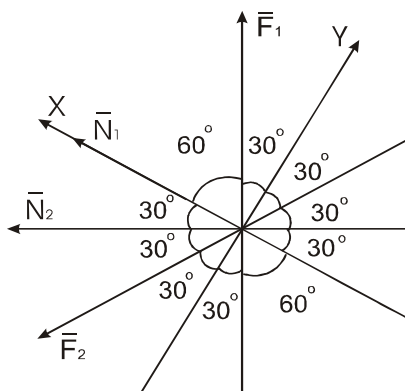


Рис. 2.1.

Составим систему уравнений равновесия плоской системы сходящихся сил и решим ее.

$$\begin{cases} \sum F_{ix}=0 \\ \sum F_{iy}=0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} N_1 + N_2 \cos 30^\circ + F_1 \cos 60^\circ + F_2 \cos 60^\circ = 0 \\ -N_2 \cos 60^\circ + F_1 \cos 30^\circ - F_2 \cos 30^\circ = 0 \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} N_1 = -N_2 \cos 30^\circ - F_1 \cos 60^\circ - F_2 \cos 60^\circ \\ N_2 = (F_1 \cos 30^\circ - F_2 \cos 30^\circ) / \cos 60^\circ \end{cases} \Rightarrow$$

$$\begin{cases} N_1 = -N_2 \cdot 0,866 - 0,5 \cdot 0,5 - 0,8 \cdot 0,5 \\ N_2 = (0,5 \cdot 0,866 - 0,8 \cdot 0,866) / 0,5 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} N_1 = -0,2 \text{ кН} \\ N_2 = -0,5 \text{ кН} \end{cases}$$

Знак «-» указывает на то, что стержни *AB* и *CB* сжаты.
Проверка аналитическим способом.

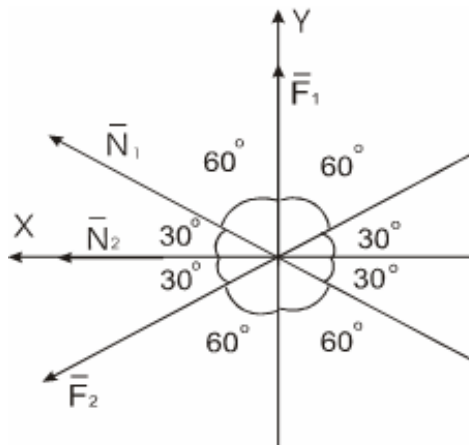


Рис. 2.2.

Выберем новую систему координат (рис. 2.2) и составим новую систему уравнений равновесия.

$$\begin{cases} \sum F_{ix}=0 \\ \sum F_{iy}=0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} N_1 \cos 30^\circ + N_2 + F_2 \cos 30^\circ = 0 \\ F_1 - F_2 \cos 60^\circ + N_1 \cos 60^\circ = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} N_2 = -N_1 \cos 30^\circ - F_2 \cos 30^\circ \\ N_1 = (F_2 \cos 60^\circ - F_1) / \cos 60^\circ \end{cases} \Rightarrow$$

$$\begin{cases} N_2 = -N_1 \cdot 0,866 - 0,8 \cdot 0,866 \\ N_1 = (0,8 \cdot 0,5 - 0,5) / 0,5 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} N_2 = -0,5 \text{ кН} \\ N_1 = -0,2 \text{ кН} \end{cases}$$

Ответы совпадают, следовательно, задача решена верно.

Проверка графическим способом. Построим силовой многоугольник (рис. 2.3), для чего из точки B , в масштабе отложим отрезок BA соответствующий величине силы F_2 . Из конца отрезка BA отложим под углом 60° отрезок AC соответствующий величине силы F_1 , вследствие того что угол между линиями действия сил F_1 и F_2 составляет 60° . Так как величины сил N_1 и N_2 неизвестны, то построим прямые a и b , причем отложим прямую a под углом 90° к отрезку AC , прямую b под углом 120° к отрезку BA . Прямые a и b пересекутся в точке D . Длина отрезка CD соответствует силе N_2 , а длина отрезка DB силе N_1 . Переведя в масштабе длины отрезков CD и DB получим числовые значения искомых сил. $N_1=0,2$ кН; $N_2=0,5$ кН.

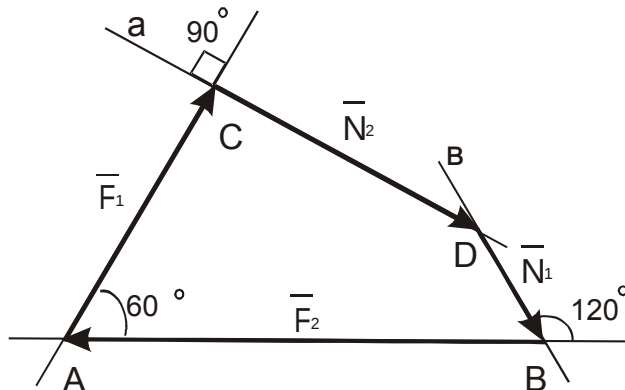


Рис. 2.3.

ВЫВОД. В результате проделанной работы определены реакции, возникающие в стержнях удерживающих грузы F_1 и F_2 : $N_1 = -0,2$ кН, $N_2 = -0,5$ кН.

Задача №2

Определения реакций опор двухопорной балки

Задание

Определить реакции опор двух опорной балки (рис. 2.4). Выполнить проверку. Числовые данные варианта взять из приложения 3. Схему варианта из приложения 4.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Исходные данные: $q = 4,5$ н/м, $F = 65$ Н, $M = 45$ Н·м.

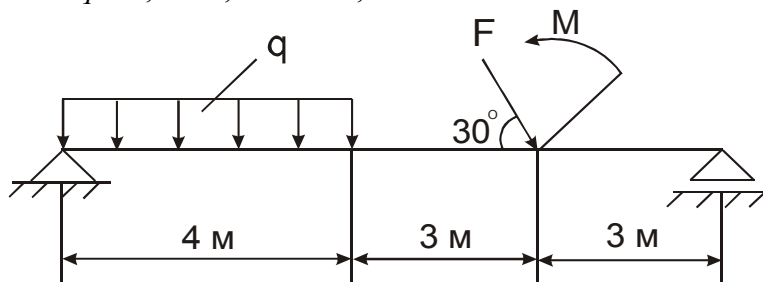


Рис. 2.4. Схема нагружения

Решение

Составим расчетную схему.

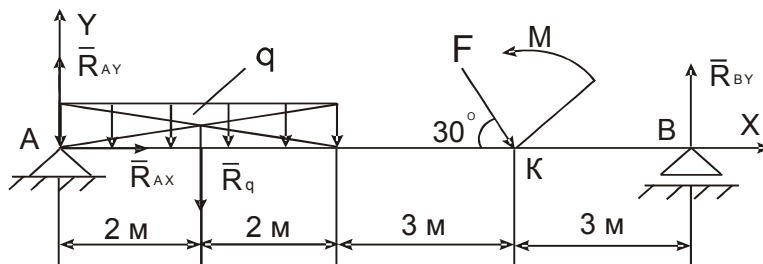


Рис 2.5.

Преобразуем распределенную нагрузку q в сосредоточенную силу R_q и определим ее величину: $R_q = 4 \cdot 4,5 = 18$ [Н].

Составим систему уравнений равновесия произвольной плоской системы сил и решим ее.

$$\begin{cases} \sum F_{ix} = 0 \\ \sum F_{iy} = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} R_{AX} + F \cos 30^\circ = 0 \\ R_{AY} - F \cos 60^\circ - R_q + R_{BY} = 0 \\ R_{BY} \cdot 10 + M - F \cos 60^\circ \cdot 7 - R_q \cdot 2 = 0 \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} R_{AX} = -65 \cdot 0,866 \\ R_{AY} = 65 \cdot 0,5 + 18 - R_{BY} \\ R_{BY} = (-45 + 65 \cdot 0,5 \cdot 7 + 18 \cdot 2) / 10 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} R_{AX} = -56,29 \text{ Н} \\ R_{AY} = 28,65 \text{ Н} \\ R_{BY} = 21,85 \text{ Н} \end{cases}$$

Отрицательное значение реакции R_{AX} указывает на то, что ее направление было выбрано не верно, то есть необходимо на расчетной схеме направить ее в противоположную сторону.

Проверка

Составим уравнение моментов относительно точки K.

$$\begin{aligned} \sum M_K &= 0 \\ R_{BY} \cdot 3 + M + R_q \cdot 5 - R_{AY} \cdot 7 &= 0 \\ 21,85 \cdot 3 + 45 + 18 \cdot 5 - 28,65 \cdot 7 &= 0 \\ 0 &= 0 \end{aligned}$$

Результат свидетельствует о том, что задача решена верно.

ВЫВОД. В результате проделанной работы определены опорные реакции балки: $R_{AX} = -56,29$ Н, $R_{AY} = 28,65$ Н, $R_{BY} = 21,85$ Н.

3. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА №2

Задача №1

Расчет траектории движения точки

Задание

По заданным уравнениям движения точки M установить вид ее траектории. Для момента времени $t = t_1$, [с] определить: а) Положение точки на траектории; б) скорость точки; в) полное, касательное и нормальное ускорения; г) радиус кривизны траектории в соответствующей точке. Числовые данные варианта взять из приложения 5.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Исходные данные:

$$\begin{array}{lll} X = x(t) & Y = y(t) & t = 1 \text{ с.} \\ -4t^2 + 1 & -3t & \end{array}$$

Решение

Определим положение точки M на заданной траектории в момент времени $t = 1$ [с]. Подставим значение t в уравнения.

$$x = -4 \cdot 1^2 + 1 = -3, \quad y = -3 \cdot 1 = -3; \quad M(-3; -3)$$

Данные уравнения являются параметрическими, то есть зависят от параметра t и характеризуют траекторию движения точки M . Чтобы получить уравнение траектории в координатной форме необходимо исключить время t .

$$\begin{array}{ll} x = -4t^2 + 1 & y = -3t \\ 4t^2 = 1 - x & t^2 = (y / -3)^2 \\ t^2 = (1 - x) / 4 & t^2 = y^2 / 9 \end{array}$$

Так как равны левые части уравнений, то приравняем правые части:

$$(1 - x) / 4 = y^2 / 9; \quad 1 - x = (4 \cdot y^2) / 9; \quad x = - (4 \cdot y^2) / 9 + 1.$$

Полученное уравнение является уравнением траектории движения точки и уравнением параболы.

Для определения скорости точки M найдем проекции скорости точки на оси координат.

$$v = dx / dt;$$

$$v_x = (-4t^2 + 1)' = -8t; \quad v_y = (-3t)' = -3;$$

При $t = 1$ с проекции скорости на оси координат будут равны:

$$v_x = -8 \text{ см/с}; \quad v_y = -3 \text{ см/с}.$$

Модуль полной скорости определим по формуле:

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}; \quad v = \sqrt{(-8)^2 + (-3)^2} = 8,5 \text{ см/с}.$$

Для определения ускорения точки M найдем проекции ускорения точки на оси координат:

$$a_x = (v_x)' = (-8t)' = -8 \text{ см/с}^2; \quad a_y = (v_y)' = (-3)' = 0$$

Модуль полного ускорения определим по формуле:

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2}; \quad a = \sqrt{(-8)^2} = 8 \text{ см/с}^2.$$

Определим нормальное и касательное ускорения.

Касательное ускорение определяется по формуле:

$$a_\tau = (a_x v_x + a_y v_y) / v; \quad a_\tau = ((-8) \cdot (-8) + (-3) \cdot 0) / 8,5 = 7,5; \text{ см/с}^2.$$

Знак $+$ ($a_\tau > 0$) указывает на то, что движение точки M ускоренное.

Нормальное ускорение определяется по формуле:

$$a_n = \sqrt{a^2 - a_\tau^2}; \quad a_n = \sqrt{8^2 - 7,5^2} = 2,8 \text{ см/с}^2.$$

Определим радиус кривизны траектории движения точки M по формуле:

$$\rho = v^2 / a_n; \quad \rho = 8,5^2 / 2,8 = 25,8 \text{ см}.$$

По полученным результатам строим траекторию движения точки M (рис. 3.1). Отмечаем положение точки M на ней. Изображаем ее скорости и ускорения.

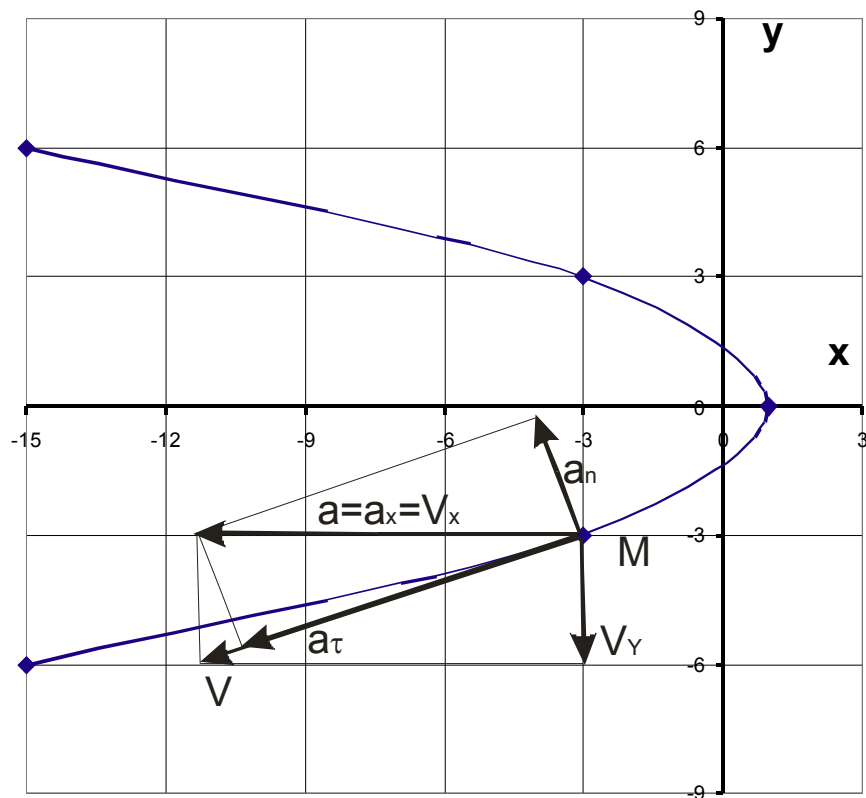


Рис. 3.1.

Сведем в таблицу полученные результаты:

Таблица 3.1

Полученные результаты										
Координаты		Скорости; см/с.			Ускорения; см/с ² .					Радиус кривизны; см
x	y	v_x	v_y	v	a_x	a_y	a	a_τ	a_n	ρ
-3	3	-8	3	8,5	-8	0	8	7,5	2,7	25,8

ВЫВОД. В результате проделанной работы определен вид траектории движения точки М, её скорости, ускорения и радиус кривизны траектории; построены на графике.

Задача №2

Расчета механизма на определение его скоростей и ускорений

Задание

Механизм (рис. 3.2) состоит из ступенчатых колес 1, 2 и 3, находящихся в зацеплении или связанных ременной передачей, зубчатой рейки 4 и груза 5, привязанного к концу нити, намотанной на одно из колес. Радиусы ступеней колес равны: $r_1 = 2 \text{ см}$; $r_2 = 6 \text{ см}$; $r_3 = 12 \text{ см}$; $R_1 = 4 \text{ см}$; $R_2 = 8 \text{ см}$; $R_3 = 16 \text{ см}$. На ободьях колес

расположены точки A , B и C . Числовые данные варианта взять из приложений 6 и 7. Схему варианта из приложения 8. Определить в момент времени $t_1 = 2$ с указанные в таблице скорости и ускорения соответствующих точек или тел.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Исходные данные: Закон вращения колеса: $\varphi_1 = 2t^2 - 9$;
Найти: $v_4, \omega_2, \varepsilon_2, a_c, a_5$.

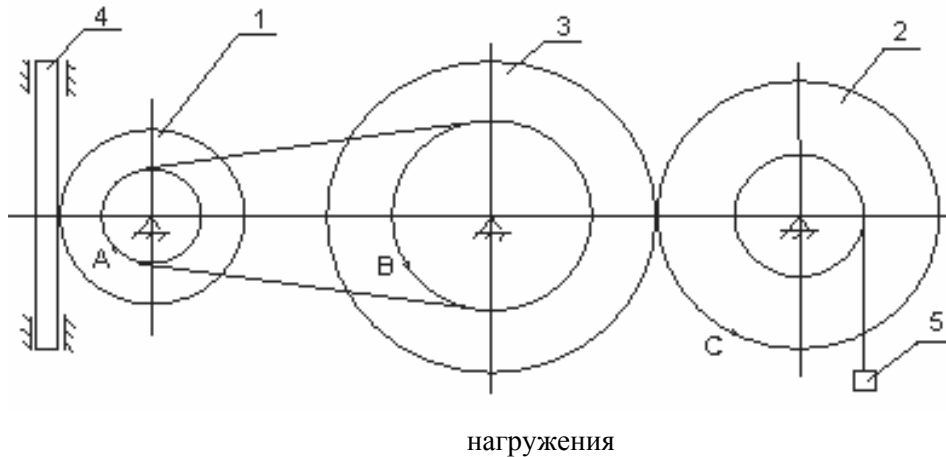


Рис. 3.2
Схема

Решение

Составим расчетную схему:

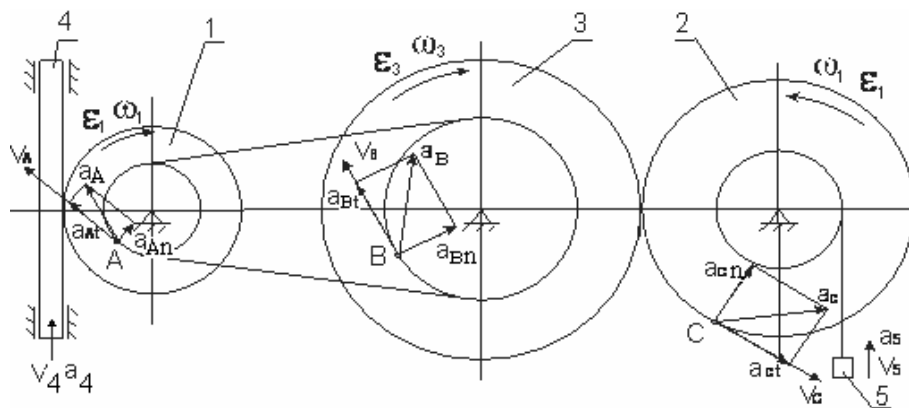


Рис. 3.3

Определим значение угловой скорости второго колеса, ω_2 : для этого определим закон изменения угловой скорости первого колеса:

$$\omega_1 = (\dot{\varphi}_1)^1;$$

$$\omega_1 = (2t^2 - 9)^1 = 4t.$$

Так как колесо 1 связано с колесом 3 ременной передачей, а ремень во всех точках имеет постоянную линейную скорость, то можно записать равенство:

$$v_1 = v_3;$$

Так как ремень соединяет колеса 1 и 3 по радиусам r_1 и r_2 , то линейные скорости будут равны:

$$v_1 = \omega_1 \cdot r_3; \quad v_3 = \omega_3 \cdot r_3,$$

Так как равны левые части, то приравняем правые части равенств:

$$\omega_1 \cdot r_1 = \omega_3 \cdot r_3;$$

Выразим ω_3 :

$$\omega_3 = \omega_1 \cdot r_1 / r_3 = 4 \text{ t} \cdot 2 / 12 = 2/3 \text{ t}.$$

Второе и третье колеса связаны непосредственно по радиусам R_2 и R_3 , аналогично определим закон изменения угловой скорости второго колеса:

$$v_2 = v_3;$$

$$v_2 = \omega_2 \cdot R_2; \quad v_3 = \omega_3 \cdot R_3;$$

$$\omega_2 = \omega_3 \cdot R_3 / R_2; \quad \omega_2 = (2/3 \text{ t} \cdot 16) / 8 = 4/3 \text{ t},$$

При $t = 2 \text{ c}$: $\omega_2 = 8 / 3 = 2,7; \text{ c}^{-1}$.

Определим линейную скорость рейки, v_4 :

Так как рейка 4 находится в зацеплении с первым колесом по радиусу R_1 , то в месте их зацепления линейные скорости колеса и рейки будут равны:

$$v_4 = v_1; \quad v_1 = \omega_1 \cdot R_1 = 4 \text{ t} \cdot 4 = 16 \text{ t},$$

При $t = 2 \text{ c}$: $v_4 = 16 \cdot 2 = 32; \text{ см/с}$.

Определим значение углового ускорения второго колеса, ε_2 :

$$\varepsilon_2 = (\omega_2)' = (4/3 \text{ t})' = 4/3 = 1,3; \text{ c}^{-2}.$$

Определим линейное ускорение заданной точки C, a_c :

$$a_c = \sqrt{a_{c\tau}^2 + a_{cn}^2},$$

где $a_{c\tau}$ - линейное касательное ускорение точки C, см/с^2 ;

a_{cn} - линейное нормальное ускорение точки C, см/с^2 ;

Так как точка C находится на втором колесе на радиусе R_2 , то:

$$a_{c\tau} = \varepsilon_2 \cdot R_2 = 4/3 \cdot 8 = 10,7 \text{ см/с}^2;$$

$$a_{cn} = \omega_2^2 \cdot R_2 = (4/3 \text{ t})^2 \cdot 8$$

При $t = 2 \text{ c}$: $a_{cn} = (4/3 \cdot 2)^2 \cdot 8 = 56,9 \text{ см/с}^2,$

$$a_c = \sqrt{10,7^2 + 56,9^2} = 57,9 \text{ см/с}^2.$$

Определим линейное ускорение груза 5, a_5 :

$$a_5 = (v_5)';$$

Так как нить, удерживающая груз 5 намотана на второе колесо на радиусе r_2 , то в точке закрепления нити линейные скорости второго колеса и груза 5 равны:

$$v_5 = v_2,$$

$$v_5 = \omega_2 \cdot r_2 = 4/3 \text{ t} \cdot 6 = 8 \text{ t},$$

$$a_5 = (8 \text{ t})' = 8 \text{ см/с}^2.$$

Ответ: $v_4 = 32, \text{ см/с}$; $\omega_2 = 2,7, \text{ c}^{-1}$; $\varepsilon_2 = 1,3, \text{ c}^{-2}$; $a_c = 57,9, \text{ см/с}^2$; $a_5 = 8, \text{ см/с}^2$.

ВЫВОД. В результате проделанной работы определены в момент времени $t_1 = 2 \text{ c}$ указанные в таблице скорости и ускорения соответствующих точек или тел.

4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА № 3

Задача №1

Расчета стержня на растяжение – сжатие

Задание

Двухступенчатый стальной брус, длины ступеней которого указаны на схеме (рис. 4.1), нагружен силами F_1 , F_2 и F_3 . Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса. Определить перемещение свободного конца бруса λ , приняв $E=2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Произвести оценку прочности по участкам стержня и вычислить

запас прочности, если $\sigma_{np} = 200$ МПа, $\sigma_y = 240$ МПа. Числовые данные варианта взять из приложения 9, схему варианта из приложения 10.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Исходные данные: $F_1 = 120$ кН; $F_2 = 80$ кН; $F_3 = 80$ кН; $A_1 = 12$ см²; $A_2 = 10$ см²; $A_3 = 18$ см².

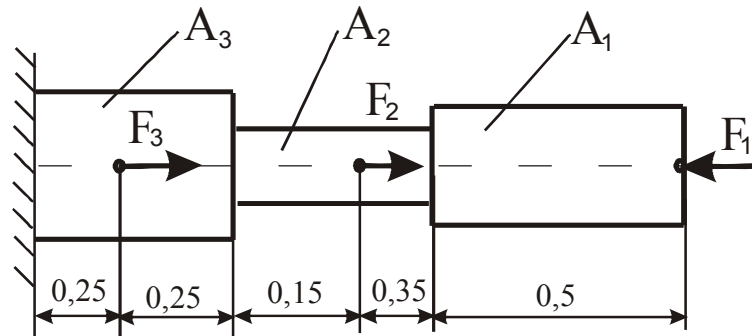


Рис. 4.1. Схема нагружения

Решение

Выделяем характерные участки стержня. Границами участков являются сечения, в которых приложены силы или изменяется площадь поперечного сечения (рис. 16). В нашем примере пять характерных участков.

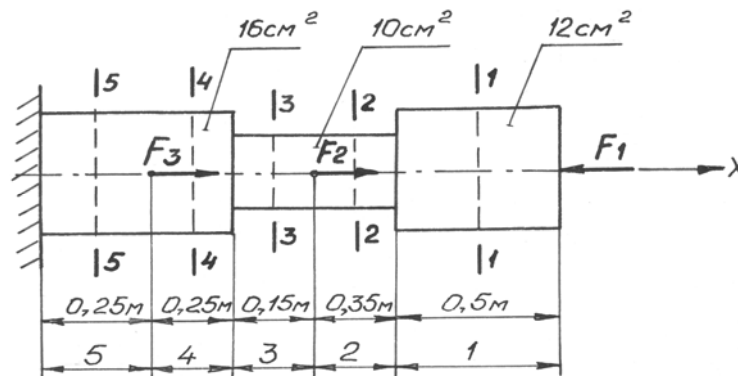
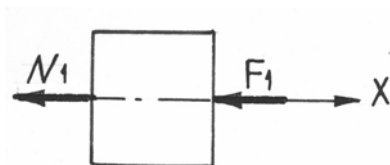


Рис. 4.2. Схема нагружения с участками

Определяем продольные силы для каждого участка стержня методом сечений 1-1

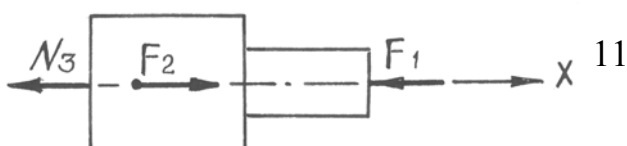


$$\begin{aligned}\sum F_{ix} &= 0 \\ -N_1 - F_1 &= 0 \\ N_1 &= -F_1 \\ N_1 &= -120 \text{ кН}\end{aligned}$$

N_1 – отрицательная, следовательно, она направлена в тело стержня.
 $N_1 = -120$ кН.

2-2 На участке 2-2 новые силы, не приложены и следовательно $N_2 = N_1 = -120$ кН.

3-3

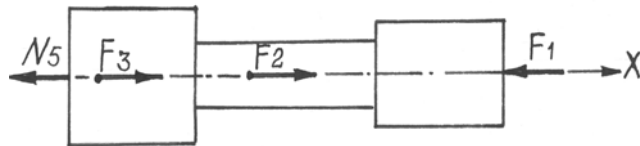


11

$$\begin{aligned}\sum F_{ix} &= 0 \\ -F_1 + F_2 - N_3 &= 0 \\ N_3 &= F_2 - F_1 = 80 - 120 = -40 \\ N_3 &= -40 \text{ кН}\end{aligned}$$

$$4-4 \quad N_4 = -40 \text{ кН}$$

5-5



$$\begin{aligned}\sum F_{ix} &= 0 \\ -F_1 + F_2 + F_3 - N_5 &= 0 \\ N_5 &= F_2 + F_3 - F_1 = 80 + 80 - 120 = 40 \\ N_5 &= 40 \text{ кН}\end{aligned}$$

Строим эпюру продольных сил (рис. 4.3).

Определяем нормальные напряжения в пределах каждого характерного участка стержня:

$$\sigma_1 = N_1/A_1 = (-120 \cdot 10^3)/(12 \cdot 10^2) = -100 \text{ МПа} < \sigma_{np}$$

$$\sigma_2 = N_2/A_2 = (-120 \cdot 10^3)/(10 \cdot 10^2) = -120 \text{ МПа} < \sigma_{np}$$

$$\sigma_3 = N_3/A_3 = (-40 \cdot 10^3)/(10 \cdot 10^2) = -40 \text{ МПа} < \sigma_{np}$$

$$\sigma_4 = N_4/A_4 = (-40 \cdot 10^3)/(18 \cdot 10^2) = -25 \text{ МПа} < \sigma_{np}$$

$$\sigma_5 = N_5/A_5 = (40 \cdot 10^3)/(18 \cdot 10^2) = 25 \text{ МПа} < \sigma_{np}$$

Строим эпюру нормальных напряжений σ (рис. 4.3.)

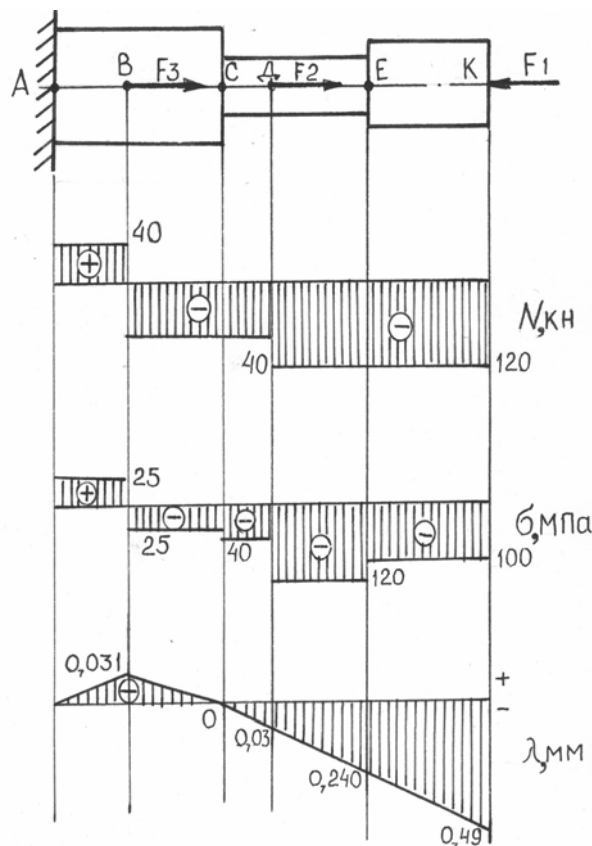


Рис. 4.3. Схема нагружения с эпюрами

Если $\sigma > \sigma_{np}$, то поперечное сечение стержня увеличивается и площадь его определяется по формуле:

$$A = N / \sigma_{np}$$

Определяем коэффициент запаса прочности для второго участка стержня, на котором нормальное напряжение оказалось наибольшим.

$$S = \sigma_y / |\sigma_2| = 240 / 120 = 2$$

Определяем абсолютные удлинения каждого характерного участка и подсчитываем перемещения сечений, совпадающих с границами участков:

$$\lambda_A = 0$$

$$\lambda_{BA} = \lambda_A + \Delta l_{BA} = 0 + (N_5 \cdot l_5) / E = 0 + (\sigma_5 \cdot l_5) / E = (25 \cdot 0,25 \cdot 10^3) / (2 \cdot 10^5) = 0,0312 \text{ мм}$$

$$\lambda_{CA} = \lambda_{BA} + \Delta l_{CB} = \lambda_{BA} + (\sigma_4 \cdot l_4) / E = 0,0312 - (25 \cdot 0,25 \cdot 10^3) / (2 \cdot 10^5) = 0$$

$$\lambda_{DA} = \lambda_{CA} + \Delta l_{DC} = \lambda_{CA} + (\sigma_3 \cdot l_3) / E = 0 - (40 \cdot 0,15 \cdot 10^3) / (2 \cdot 10^5) = -0,03 \text{ мм}$$

$$\lambda_{EA} = \lambda_{DA} + (\sigma_2 \cdot l_2) / E = -0,03 - (120 \cdot 0,35 \cdot 10^3) / (2 \cdot 10^5) = -0,24 \text{ мм}$$

$$\lambda_{KA} = \lambda_{EA} + (\sigma_1 \cdot l_1) / E = -0,24 - (100 \cdot 0,5 \cdot 10^3) / (2 \cdot 10^5) = -0,49 \text{ мм.}$$

Строим эпюру абсолютных удлинений (рис. 3.3).

ВЫВОД. В результате проделанной работы построены эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса; определены перемещения свободного конца бруса; произведена оценка прочности по участкам стержня и вычислен запас прочности.

Задача №2

Расчета вала на кручение

Задание

Для стального трансмиссионного вала (рис. 3.4 $G = 8 \cdot 10^{10}$ МПа):

1. Определите значение скручивающих моментов (подводимого к шкиву 0 и снимаемых со шкивов 1, 2, 3).
2. Постройте эпюры крутящих моментов.
3. Определите диаметры каждого участка ступенчатого вала из условия прочности. Окончательно принимаемые значения должны быть округлены до ближайших стандартных по ГОСТ 6636-69. Диаметр вала (мм): 30, 35, 40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200.
4. Вычертите в масштабе эскиз ступенчатого вала.
5. Проверьте жесткость вала при кручении и при недостаточной жесткости участков вала, определите их диаметры из условий жесткости. Числовые данные варианта взять из приложения 11, схему варианта из приложения 12.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

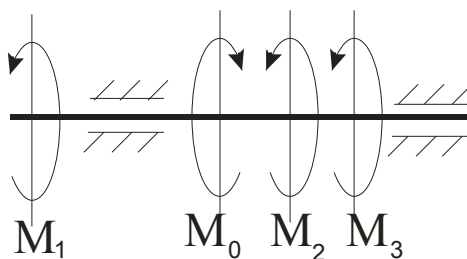


Рис. 4.4. Схема нагружения

Исходные данные:

a	P_0	P_1	P_2	P_3	ω	$[\tau]$	$[\varphi]$
м	кВт				рад/с	МПа	рад/м
0,1	90	50	20	20	75	35	0,02

Решение

1. Определяем внешние скручивающие моменты:

$$M_0 = 10^3 P_0 / \omega = 10^3 90 / 75 = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_1 = 10^3 P_1 / \omega = 10^3 50 / 75 = 666,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_2 = 10^3 P_2 / \omega = 10^3 20 / 75 = 266,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_3 = 10^3 P_3 / \omega = 10^3 20 / 75 = 266,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2. Разбиваем вал на характерные участки (рис. 4.5.).

Их границами являются сечения, в которых приложены внешние крутящие моменты M на каждом участке вала. Для этого воспользуемся методом сечений:

1-1: $M_{к1} = - M_1 = - 666,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$

2-2: $M_{к2} = - M_1 + M_0 = - 666,7 + 1200 = 533,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$

3-3: $M_{к3} = - M_1 + M_0 - M_2 = 266,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Строим эпюру крутящих моментов.

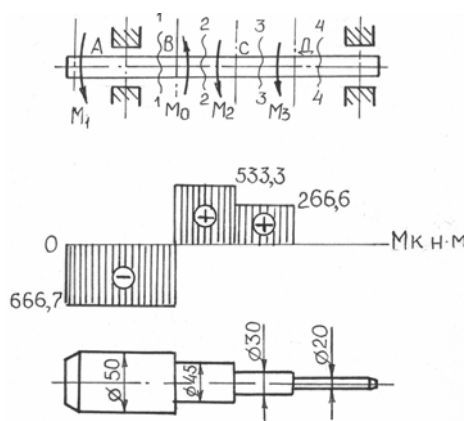


Рис. 4.5. Расчетная схема и результаты расчетов

3. Определяем диаметры на каждом участке вала, если из условия прочности:

$$d = \sqrt[3]{|M_k| / 0,2 \cdot [\tau_k]}.$$

$$\text{I: } d_1 = \sqrt[3]{(666,7 \cdot 10^3)/(0,2 \cdot 35)} = \sqrt[3]{95,228571 \cdot 10^3} = 45,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_1 = 50 \text{ мм.}$

$$\text{II: } d_2 = \sqrt[3]{(533,3 \cdot 10^3)/(0,2 \cdot 35)} = \sqrt[3]{76,2 \cdot 10^3} = 42,3 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_2 = 45 \text{ мм.}$

$$\text{III: } d_3 = \sqrt[3]{(266,6 \cdot 10^3)/(0,2 \cdot 35)} = \sqrt[3]{38,1 \cdot 10^3} = 33,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_3 = 35 \text{ мм.}$

На участке IV диаметр вала принимаем конструктивно $d_4 = 20 \text{ мм.}$ Вычерчиваем эскиз вала в соответствии с принятыми значениями диаметров ступеней.

4. Для определения углов закручивания вала предварительно вычисляем полярные моменты инерции ($I_p, \text{м}^4$) отдельных сечений вала.

$$I_{p1} = \pi d_1^4 / 32 = 3,14 \cdot (5,0 \cdot 10^{-2})^4 / 32 = 61,3 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$I_{p2} = \pi d_2^4 / 32 = 3,14 \cdot (4,5 \cdot 10^{-2})^4 / 32 = 40,2 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$I_{p3} = \pi d_3^4 / 32 = 3,14 \cdot (3,0 \cdot 10^{-2})^4 / 32 = 7,9 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

5. Относительные углы закручивания (φ , град/м) на отдельных участках вала:

$$\varphi = M_k / G \cdot I_p.$$

$$\varphi_1 = M_{k1} / G \cdot I_{p1} = 666,7/8 \cdot 10^{10} \cdot 61,3 \cdot 10^{-8} = 666,7 \cdot 10^{-2} / 490,4 = 0,013 \text{ рад/м.}$$

$$|\varphi_1| < [\varphi].$$

$$\varphi_2 = M_{k2} / G \cdot I_{p2} = 533,3/8 \cdot 10^{10} \cdot 40,2 \cdot 10^{-8} = 533,3 \cdot 10^{-2} / 321,6 = 0,017 \text{ рад/м.}$$

$$|\varphi_2| < [\varphi].$$

$$\varphi_3 = M_{k3} / G \cdot I_{p3} = 266,6/8 \cdot 10^{10} \cdot 7,9 \cdot 10^{-8} = 266,6 \cdot 10^{-2} / 63,2 = 0,042 \text{ рад/м.}$$

$$|\varphi_3| > [\varphi].$$

Следовательно на участке 3-3 жесткость вала не обеспечена.

Вычислим диаметр вала на участке 3-3 из условий жесткости, определив предварительно для этого значение полярного момента инерции I_{p3} .

$$I_{p3} = M_{k3} / G \cdot [\varphi] = 266,6/8 \cdot 10^{10} \cdot 0,02 = 266,6/0,16 \cdot 10^{10} = 16,67 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$d_3 = \sqrt[4]{32 \cdot I_{p3} / \pi} = \sqrt[4]{32 \cdot 16,67 \cdot 10^{-8} / 3,14 \cdot 10^3} = 36,1 \text{ мм}$$

Принимаем $d_3 = 40 \text{ мм.}$

ВЫВОД. В результате проделанной работы построены эпюры крутящих моментов; определены диаметры каждого участка ступенчатого вала из условия прочности; проверена жесткость вала при кручении.

5. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА № 4

Задача №1

Расчет балки на изгиб

Задание

Для заданной балки (рис. 5.1.):

1. Постройте эпюры Q , M .
2. Подберите круглое поперечное сечение балки.

Числовые данные варианта взять из приложения 13, схему варианта из приложения 14.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Исходные данные:

a	q	F	M	$[\sigma]$
м	кН/м	кН	кН·м	МПа
1	20	20	50	160

Решение

- 1) Определим опорные реакции, для чего составим два уравнения моментов:

$$\begin{aligned}\Sigma M_A = 0 \quad & q \cdot a \cdot 0,5a - q \cdot 2a \cdot a - F \cdot 2a - M + R_B \cdot 4a = 0 \\ 20 \cdot 1 \cdot 0,5 - 20 \cdot 2 \cdot 1 - 20 \cdot 2 - 50 + 4 \cdot R_B = 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma M_B = 0 \quad & q \cdot 3a \cdot 3,5a - R_A \cdot 4a + F \cdot 2a - M = 0 \\ 20 \cdot 3 \cdot 3,5 - R_A \cdot 4 + 20 \cdot 2 - 50 = 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Откуда} \quad & R_B = 120/4 = 30 \text{ кН} \\ & R_A = 200/4 = 50 \text{ кН}\end{aligned}$$

Для проверки правильности определения опорных реакций составляем сумму проекций всех сил, приложенных к балке на вертикальную ось Y :

$$\begin{aligned}\Sigma F_{iy} = 0 \quad & -q \cdot 3a + R_A - F + R_B = 0 \\ & -20 \cdot 3 + 50 - 20 + 30 = 0\end{aligned}$$

- 2) Намечаем характерные сечения:

К характерным сечениям относятся:

а) сечения, расположенные бесконечно близко по обе стороны от точек приложения сосредоточенных сил и моментов;

б) сечения, расположенные в начале и в конце каждого участка с распределенной нагрузкой;

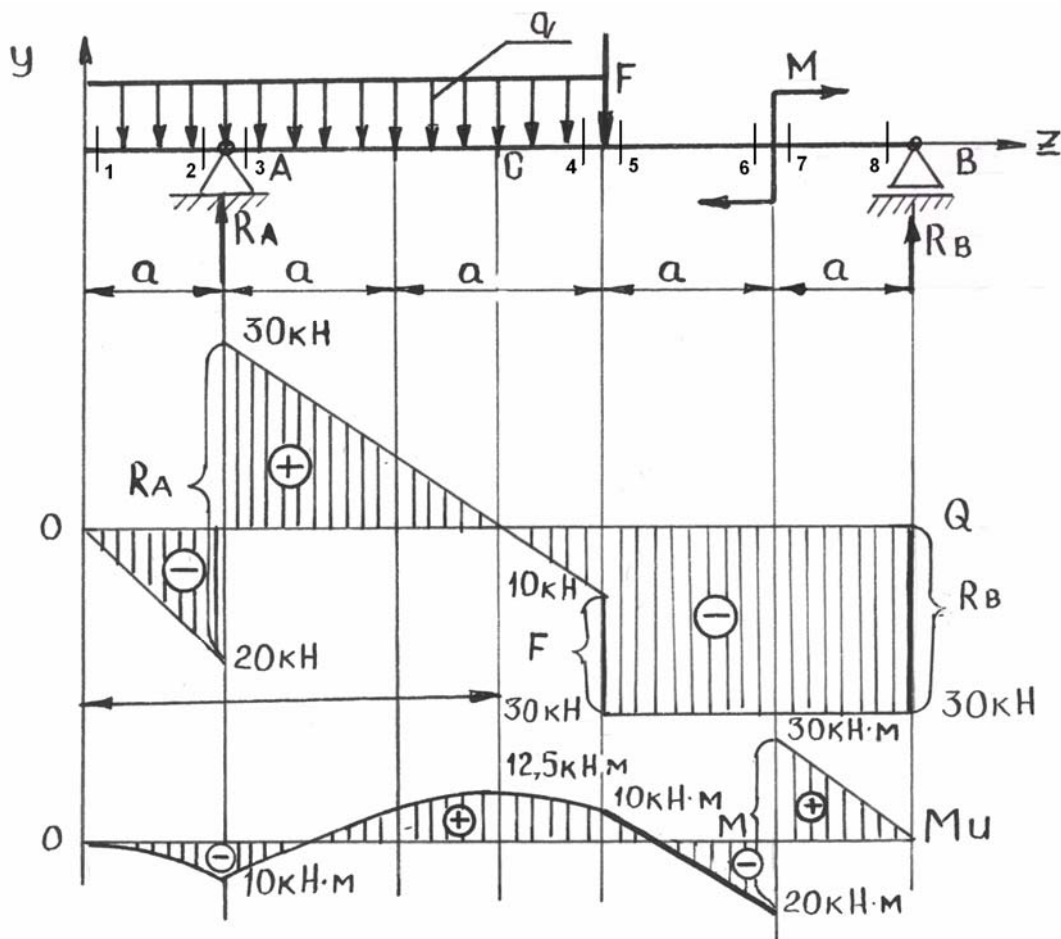


Рис. 5.1. Схема нагружения и эпюры

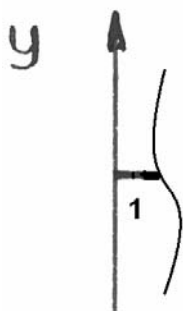
в) сечения, расположенные бесконечно близко к опорам, а также на свободных концах.

3) Вычисляем значения поперечных сил в характерных сечениях:

Рассматриваем левую отсеченную часть:

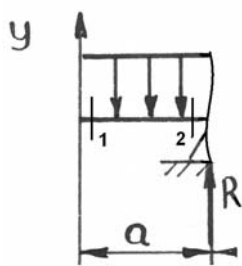
$$1:1 \quad Q_{y1}=0$$

$$M_{x1}=0$$



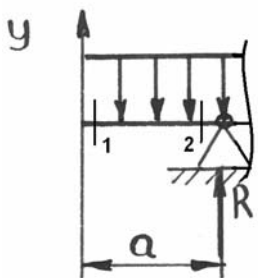
$$2:2 \quad Q_{y2}=-q \cdot a=-20 \cdot 1=-20 \text{ кН}$$

$$M_{x2}=-q \cdot a \cdot 0,5a=-20 \cdot 0,5=-10 \text{ кН}$$



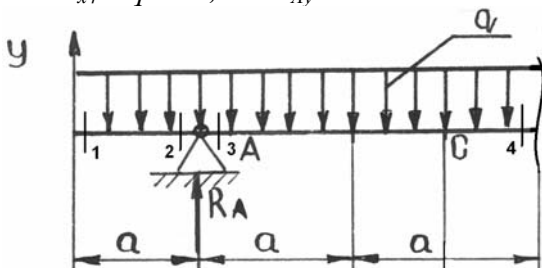
$$3:3 \quad Q_{y3} = -q \cdot a + R_{Ay} = -20 \cdot 1 + 50 = 30 \text{ кН}$$

$$M_{x3} = -q \cdot a \cdot 0,5a = -20 \cdot 0,5 = -10 \text{ кН}$$



$$4:4 \quad Q_{y4} = -q \cdot 3a + R_{Ay} = -20 \cdot 3 + 50 = -10 \text{ кН}$$

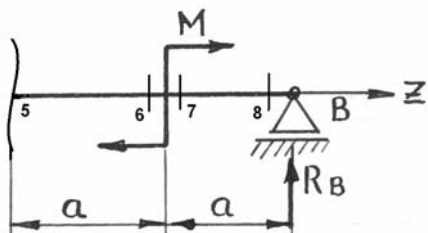
$$M_{x4} = -q \cdot 3a \cdot 1,5a + R_{Ay} \cdot 2a = 10 \text{ кН}$$



Для сечений 5-8 удобнее рассматривать правую отсеченную часть:

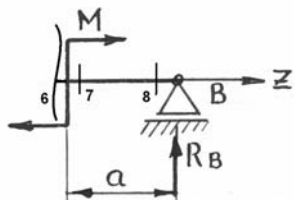
$$5:5 \quad Q_{y5} = -R_{By} = -30 \text{ кН}$$

$$M_{x5} = -M + R_{By} \cdot 2a = -50 + 30 \cdot 2 = 10 \text{ кН}$$



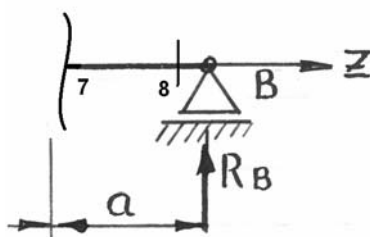
$$6:6 \quad Q_{y6} = -R_{By} = -30 \text{ кН}$$

$$M_{x6} = -M + R_{By} \cdot a = -50 + 30 = -20 \text{ кН}$$



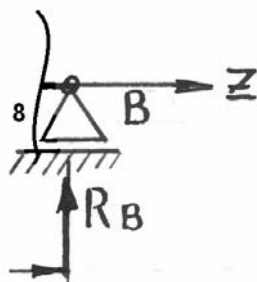
$$7:7 \quad Q_{y7} = -R_{By} = -30 \text{ кН}$$

$$M_{x7} = R_{By} \cdot a = 30 \text{ кН}$$

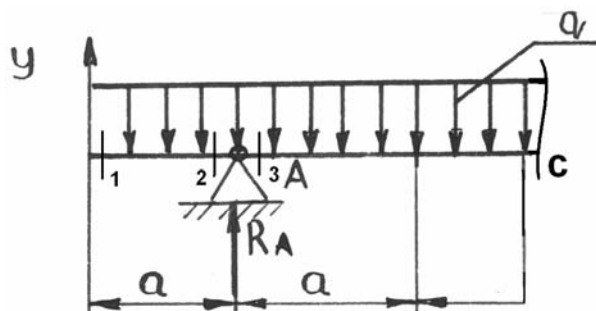


$$8:8 \quad Q_{y8} = -R_{By} = -30 \text{ кН}$$

$$M_{x8} = 0$$



Поперечная сила Q в некоторой точке C принимает нулевое значение $Q = 0$, поэтому необходимо определить абсциссу «нулевого сечения», для этого необходимо составить уравнение равновесия сил относительно сечения C :



$$-q \cdot z_c + R_A = 0 \quad z_c = R_A / q = 50 / 20 = 2,5 \text{ м.}$$

$$c:c \quad M_{xc} = -q \cdot z_c \cdot z_c / 2 + R_A y (2,5 - a) = 12,5 \text{ кН}$$

Строим эпюру поперечных сил и изгибающих моментов.

4) Определим диаметр круглого поперечного сечения балки:

$$W_x = |M_{umax}| / [\sigma],$$

Наибольшее значение по модулю момент имеет в сечении 6 и 7:

$$|M_{umax}| = 30 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

$$W_x = 30 \cdot 10^3 / 160 \cdot 10^6 = 0,1875 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$d = \sqrt[3]{W_x / 0,1} = \sqrt[3]{0,1875 \cdot 10^{-3} / 0,1} = 0,123 \text{ мм.}$$

Правила контроля эпюр Q_y и M_x :

Эпюра Q_y является прямолинейной на всех участках; эпюра M_x – криволинейная (квадратная парабола) на участке под равномерно распределенной нагрузкой, причем, выпуклость кривой всегда обращена навстречу нагрузке q , и прямолинейная на всех остальных участках.

Под точкой приложения сосредоточенной силы (реакции) на эпюре Q_y обязательно должен быть скачок на величину этой силы (реакции). Аналогично, под точкой

приложения сосредоточенного момента на эпюре M_x обязателен скачок на величину момента.

Если на участке, под распределенной нагрузкой, эпюра Q_y пересекает ось ($Q_y = 0$), то эпюра M_x в этом сечении имеет экстремум.

На участках с поперечной силой одного знака эпюра M_x имеет одинаковую монотонность. Так, при $Q_y > 0$ эпюра M_x возрастает слева направо; при $Q_y < 0$ – убывает.

Порядок линии на эпюре Q_y всегда на единицу меньше, чем на эпюре M_x . Например, если эпюра M_x – квадратная парабола, то эпюра Q_y на этом участке – наклонная прямая; если эпюра M_x – наклонная прямая, то эпюра Q_y на этом участке – прямая, параллельная оси; если $M_x = const$ (прямая, параллельная оси), то на этом участке $Q_y = 0$.

ВЫВОД. В результате проделанной работы построены эпюры Q , M_u ; подобрано круглое поперечное сечение балки.

Задача № 2

Расчета вала на изгиб с кручением

Задание

Вал передает мощность P при угловой скорости вращения ω . Определите диаметр опасного сечения вала, несущего шкив ременной передачи диаметром d_1 и зубчатое колесо с косыми зубьями диаметром d_2 . Натяжение ведущей ветви ремня вдвое больше натяжения ведомой $F_1 = 2F_2$. В зацеплении на зубчатое колесо действуют силы: окружная F_t , направленная по касательной к делительной окружности колеса, осевая F_a , направленная параллельно оси вала, и радиальная F_r – направленная по радиусу к центру зубчатого колеса. Материал вала – сталь 45, $[\sigma] = 65$ МПа. Расчет выполнить, используя гипотезу наибольших касательных напряжений. Принимаем $F_r = 0,38F_t$, $F_a = 0,2F_t$.

Числовые данные варианта взять из приложения 15, схему варианта из приложения 16.

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Исходные данные:

Диаметр, мм		Мощность, кВт	Угловая скорость, рад/с	Длина, м	Угол, град
d_1	d_2	P	ω	a	α
850	400	80	70	0,1	25

Решение

1. Составляем расчетную схему вала (рис. 5.2).

Точка С. Перенесем силы F_1 и F_2 , действующие на шкив 1 параллельно самим себе к продольной оси вала, присоединив при этом пары сил с моментами $F_1 \cdot d_1/2$ и $F_2 \cdot d_2/2$. Имеем центральную силу $F = F_1 + F_2 = 3F_2$, изгибающую вал в плоскости под углом α к горизонтальной плоскости и скручивающий момент

$$M_{e1} = F_1 \cdot d_1/2 - F_2 \cdot d_2/2 = 2 \cdot F_2 \cdot d_1/2 - F_2 \cdot d_1/2 = F_2 \cdot d_1/2$$

Точка D. Проведем к оси вала силы, действующие на зубчатое колесо 2:

перенесем силу F_t параллельно самой себе на ось вала, присоединив при этом момент пары сил равный $F_t \cdot d_2/2$. Моментом пары является вращающий момент M_2 , а центральная сила F_t изгибает вал в горизонтальной плоскости. Кроме силы F_t действуют сила F_r , изгибающая вал в вертикальной плоскости и сила F_a , перенесенная

на ось вала с присоединенной противонаправленной силой F_a создает изгибающий момент в вертикальной плоскости равный $F_a \cdot d_2/2$.

Для дальнейших расчетов представим вал как балку на двух опорах, рассматривая подшипники A и B как шарнирные опоры, одна из которых имеет продольную неподвижность.

2. Определяем момент, передаваемый валом, по заданной мощности P и угловой скорости ω :

$$M = P/\omega = 80 \cdot 10^3 / 70 = 1142,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутящий момент в сечениях вала на участке CD определяем методом сечений: $M_k = M$

3. Определяем силы натяжения ремней и силы, возникающие в зацеплении зубчатой передачи. Из равенства вращающих моментов $M = M_1 = M_2$ находим силу натяжения ветвей ременной передачи:

$$F_2 = 2 \cdot M / d_1 = 2 \cdot 1142,9 / 0,85 = 2689 \text{ Н}$$

$$F_1 = 2 \cdot F_2 = 5378 \text{ Н}$$

Силы в зацеплении зубчатого колеса:

$$\text{Окружная сила } F_t = 2M/d_2 = 2 \cdot 1142,9 / 0,4 = 5714,5 \text{ Н}$$

$$\text{Радиальная сила } F_r = 0,38 \cdot F_t = 0,38 \cdot 5714,5 = 2171,5 \text{ Н}$$

$$\text{Осевая сила } F_a = 0,2 \cdot F_t = 0,2 \cdot 5714,5 = 1142,9 \text{ Н.}$$

4. Определяем силы изгибающие вал в горизонтальной и вертикальной плоскостях и строим эпюры изгибающих моментов. Силы в зацеплении зубчатой передачи действуют строго в горизонтальной (F_t) и вертикальной (F_a, F_r) плоскостях.

На шкиве силы натяжения ремня действуют под углом α , поэтому их равнодействующую раскладываем на горизонтальную и вертикальную составляющие:

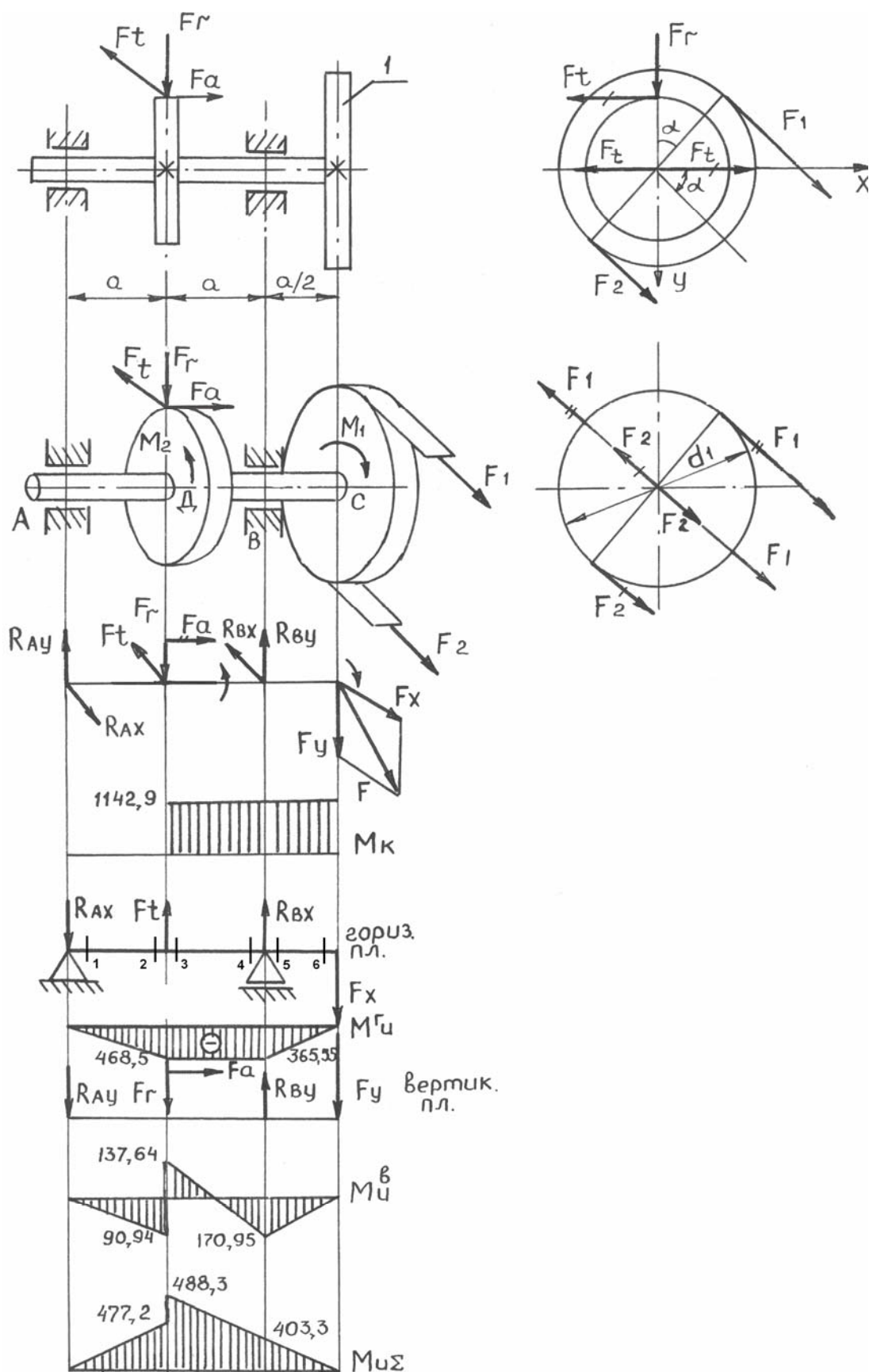


Рис. 5.2. Расчет на изгиб с кручением

$$F = F_1 + F_2 = 5378 + 2689 = 8067 \text{ Н}$$

$$F_x = F \cdot \cos 25^\circ = 7311 \text{ Н}$$

$$F_y = F \cdot \sin 25^\circ = 3409 \text{ Н}$$

Рассмотрим изгиб вала в горизонтальной плоскости. Находим реакции опор R_{AX} и R_{BX}

$$\begin{aligned}\Sigma M_A = 0 & \quad -F_x \cdot 2,5a + R_{BX} \cdot 2a + F_t \cdot a = 0 \\ R_{BX} &= (2,5 \cdot F_x - F_t)/2 = (2,5 \cdot 7311 - 5714,5)/2 = 6281,5 \text{ Н} \\ \Sigma M_B = 0 & \quad R_{AX} \cdot 2a - F_t \cdot a - F_x \cdot 0,5a = 0 \\ R_{AX} &= (F_t + 0,5 \cdot F_x)/2 = (5714,5 + 0,5 \cdot 7311)/2 = 4685 \text{ Н}.\end{aligned}$$

Проверка $\Sigma F_{ix} = 0$

$$\begin{aligned}-R_{AX} + F_t + R_{BX} - F_x &= 0 \\ -4685 + 5714,5 + 6281,5 - 7311 &= 0 \quad 0 = 0\end{aligned}$$

Строим эпюру изгибающих моментов

$$\begin{aligned}1:1 \quad M_1 &= 0; \\ 2:2 \quad M_2 &= -R_{AX} \cdot a = -4685 \cdot 0,1 = -468,5 \text{ Нм} \\ 3:3 \quad M_3 &= M_2 = -468,5 \text{ Нм} \\ 4:4 \quad M_4 &= -R_{AX} \cdot 2a + F_t \cdot a = -4685 \cdot 0,1 + 5714,5 \cdot 0,1 = -365,5 \text{ Нм} \\ &(\text{рассматриваем правую сторону}) \\ 5:5 \quad M_5 &= -F_x \cdot a \cdot 0,5 = -7311 \cdot 0,1 \cdot 0,5 = -365,5 \text{ Нм} \\ 6:6 \quad M_6 &= 0\end{aligned}$$

Вычислим реакции опор R_{AY} и R_{BY}

$$\begin{aligned}\Sigma M_A = 0 & \quad -F_r \cdot a - F_a \cdot 0,5d_2 + R_{BY} \cdot 2a - F_y \cdot 2,5a = 0 \\ R_{BY} &= (2171,5 \cdot 0,1 + 1142,9 \cdot 0,5 \cdot 0,4 + 3409 \cdot 2,5 \cdot 0,1)/2 \cdot 0,1 = 6489,9 \text{ Н} \\ \Sigma M_B = 0 & \quad R_{AY} \cdot 2a + F_r \cdot a - F_a \cdot 0,5d_2 - F_y \cdot 0,5a = 0 \\ R_{AY} &= (-2171,5 \cdot 0,1 + 1142,9 \cdot 0,5 \cdot 0,4 + 3409 \cdot 0,5 \cdot 0,1)/2 \cdot 0,1 = 909,4 \text{ Н} \\ \Sigma F_{iy} = 0 & \quad -R_{Ay} - F_r - F_y + R_{By} = 0 \\ -909,4 - 2171,5 - 3409 - 6489,9 &= 0; \quad 0 = 0\end{aligned}$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости:

$$\begin{aligned}1:1 \quad M_1 &= 0 \\ 2:2 \quad M_2 &= -R_{AY} \cdot a = -909,4 \cdot 0,1 = -90,9 \text{ Нм} \\ 3:3 \quad M_3 &= -R_{AY} \cdot a + F_a \cdot d_2/2 = -90,9 + 1142,9 \cdot 0,4/2 = 137,6 \text{ Нм} \\ 4:4 \quad M_4 &= -R_{AY} \cdot 2a - F_r \cdot a + F_a \cdot d_2/2 = -909,4 \cdot 0,1 \cdot 2 + 2171,5 \cdot 0,1 + 1142,9 \cdot 0,4/2 = -170,9 \text{ Нм} \\ &(\text{рассматриваем правую сторону}) \\ 5:5 \quad M_5 &= -F_y \cdot a \cdot 0,5 = -3409 \cdot 0,1 \cdot 0,5 = -170,9 \text{ Нм} \\ 6:6 \quad M_6 &= 0\end{aligned}$$

Строим суммарную эпюру изгибающих моментов:

$$M_H = \sqrt{(M_H^r)^2 + (M_H^b)^2}$$

$$\begin{aligned}1:1 \quad M_1 &= 0 \\ 2:2 \quad M_2 &= \sqrt{(-468,5)^2 + 90,9^2} = 477,2 \text{ Нм} \\ 3:3 \quad M_3 &= \sqrt{(-468,5)^2 + 137,6^2} = 488,3 \text{ Нм} \\ 4:4 \quad M_4 &= \sqrt{(-365,5)^2 + (-170,9)^2} = 403,3 \text{ Нм} \quad 5:5 \quad M_5 = M_4 = 403,3 \text{ Нм} \quad 6:6 \quad M_6 = 0\end{aligned}$$

Определим положение опасного сечения, анализируя эпюры суммарного изгибающего M_H и крутящего M_K моментов. Это сечение 3:3 в точке D .

5. Определяем диаметр вала. Расчет производим для опасного сечения. Эквивалентный момент в опасном сечении посчитываем с использованием гипотезы наибольших касательных напряжений:

$$M_{\text{экв}}^D = \sqrt{(M_H)^2 + (M_k)^2} = \sqrt{488,3^2 + 1142,9^2} = 1242,8 \text{ Нм}$$

Диаметр вала из условия прочности при изгибе с кручением:

$$\sigma_{\text{max}} = M_{\text{э}}/W_x \leq [\sigma], \quad W_x = \pi \cdot d^3/32 = 0,1 \cdot d^3$$

$$d = \sqrt[3]{M_{\text{э}}/0,1 \cdot [\sigma]} = \sqrt[3]{1242,8 \cdot 10^3 / 0,1 \cdot 65} = 57,6 \text{ мм.}$$

Учитывая ослабление вала шпоночными канавками, округляем диаметр до большей стандартной величины.

Принимаем $d = 60 \text{ мм}$.

ВЫВОД. В результате проделанной работы определён диаметр опасного сечения вала.

6. Расчётно-графическая работа № 5

Кинематический и силовой расчет привода

Задание

Для заданного механизма выбрать электродвигатель, определить кинематические и силовые параметры привода. Числовые данные варианта взять из приложения 17, схему варианта из приложения 18.

МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ

Срок службы (ресурс) L_h , ч, определить по формуле:

$$L_h = 365 \cdot L_r \cdot t_c \cdot L_c, \quad (6.1)$$

где L_r – срок службы привода, лет (см. задание); t_c – продолжительность смены, ч; L_c – число смен.

Из полученного значения L_h следует вычесть 10...25 % часов на профилактику, текущий ремонт, нерабочие дни.

Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя

Мощность двигателя зависит от требуемой мощности рабочей машины, а его частота вращения – от частоты вращения приводного вала рабочей машины.

Определить требуемую мощность рабочей машины $P_{\text{рм}}$, кВт

$P_{\text{рм}} = F \cdot v$ – если в исходных данных на проектирование указано значение тяговой силы F , кН, и линейной скорости v , м/с, тягового органа рабочей машины.

$P_{\text{рм}} = T \cdot \omega$ – если указано значение вращающего момента T , кН·м, и угловой скорости ω , рад/с, тягового органа рабочей машины.

Определить общий коэффициент полезного действия (КПД) привода

$$\eta = \eta_{зп} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{пк}, \quad (6.2)$$

где $\eta_{зп}, \eta_{оп}, \eta_{м}, \eta_{пк}$ - коэффициенты полезного действия закрытой передачи, открытой передачи, муфты и пары подшипников качения.

Таблица 6.1

Коэффициенты полезного действия передач и других элементов привода

Наименование элементов привода	КПД передач	
	закрытых	открытых
Цилиндрическая зубчатая передача	0,96...0,98	0,93...0,95
Коническая зубчатая передача	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная передача при $u = 8...14$	0,85...0,95	-
Плоскоременная передача	-	0,96...0,98
Клиноременная передача	-	0,95...0,97
Цепная передача	0,95...0,97	0,9...0,93
Муфта соединительная	0,98	
Два подшипника качения	0,99...0,995	

Определить требуемую мощность двигателя $P_{дв}$, кВт

$$P_{дв} = \frac{P_{рм}}{\eta}, \quad (6.3)$$

По полученному значению мощности выбрать из табл. 6.2. электродвигатель.

Таблица 6.2

Закрытые обдуваемые электродвигатели (ГОСТ 19523 – 81)

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин							
	3000		1500		1000		750	
	марка двигателя	$n_{ном}$	марка двигателя	$n_{ном}$	марка двигателя	$n_{ном}$	марка двигателя	$n_{ном}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,55	4A63B2Y3	2745	4A71A4Y3	1391	4A71B6Y3	900	4A80B8Y3	683
0,75	4A71A2Y3	2823	4A71B4Y3	1388	4A80A6Y3	916	4A90LA8Y3	705
1,1	4A71B2Y3	2811	4A80A4Y3	1419	4A80B6Y3	920	4A90LB8Y3	698
1,5	4A80A2Y3	2874	4A80B4Y3	1413	4A90L6Y3	936	4A100L8Y3	698
2,2	4A80B2Y3	2871	4A90L4Y3	1424	4A100L6Y3	949	4A112MA8Y3	705
3	4A90L2Y3	2871	4A100S4Y3	1434	4A112MA6Y3	943	4A112MB8Y3	707
4	4A100S2Y3	2901	4A100L4Y3	1430	4A112MB6Y3	949	4A132S8Y3	719
5,5	4A100L2Y3	2898	4A112M4Y3	1445	4A132B6Y3	967	4A132M8Y3	719
7,5	4A112M2Y3	2925	4A132S4Y3	1455	4A132M6Y3	968	4A160S8Y3	731
11	4A132M2Y3	2931	4A132M4Y3	1458	4A160S6Y3	973	4A160M8Y3	731
15	4A160S2Y3	2937	4A160S4Y3	1466	4A160M6Y3	974	4A180M8Y3	731
18,5	4A160M2Y	2937	4A160M4Y	1467	4A180M6Y	973	4A200M8Y	733

	3		3		3		3	
22	4A180S2Y3	2940	4A180S4Y3	1470	4A200M6Y3	972	4A200L8Y3	730
30	4A180M2Y3	2943	4A180M4Y3	1472	4A200L6Y3	979	4A225M8Y3	737
37	4A200M2Y3	2943	4A200M4Y3	1475	4A225M6Y3	982	4A250S8Y3	738
45	4A200L2Y3	2946	4A200L4Y3	1476	4A250S6Y3	986	4A250M8Y3	740
55	4A225M2Y3	2946	4A225M4Y3	1479	4A250M6Y3	987	4A280S8Y3	734

Определение передаточного числа привода и его ступеней.

Передаточное число привода u определяется отношением номинальной частоты вращения двигателя $n_{ном}$ к частоте вращения вала рабочей машины $n_{рм}$ и равно произведению передаточных чисел закрытой $u_{зп}$ и открытой передач $u_{оп}$ (табл. 3.3):

$$u = \frac{n_{ном}}{n_{рм}} = u_{зп} \cdot u_{оп} \quad (6.4)$$

Определить частоту вращения приводного вала рабочей машины $n_{рм}$, об/мин:

а) для ленточных конвейеров:

$$n_{рм} = \frac{60000 \cdot v}{\pi \cdot D}, \quad (6.5)$$

где v – скорость тягового органа, м/с; D – диаметр барабана, мм;

б) для цепных конвейеров:

$$n_{рм} = \frac{60000 \cdot v}{z \cdot p}, \quad (6.6)$$

где v – скорость конвейера, м/с; z – число зубьев ведущей звездочки тягового органа; p – шаг тяговой цепи, мм.

Таблица 6.3

Рекомендуемые значения передаточных чисел

Тип передачи	Значения передаточных чисел
Зубчатая цилиндрическая и коническая закрытые	2; 2.5; 3.5; 3.55; 4.0; 5.0; 6.3
Червячная закрытая	10; 12.5; 14; 16; 18; 20; 25; 28
Цепная	2...4
Ременная	2...3

Определение силовых и кинематических параметров привода

Силовые (мощность и вращающий момент) и кинематические (частота вращения и угловая скорость) параметры привода рассчитывают на валах привода из требуемой (расчетной) мощности двигателя $P_{дв}$ и его номинальной частоты вращения $n_{ном}$ при установившемся режиме работы (табл. 6.4)

После расчета, полученные данные сводят в таблицу 6.5

Таблица 6.4

Определение силовых и кинематических параметров привода

Параметр	Вал	Последовательность соединения элементов привода по кинематической схеме	
		дв→оп→зп→м→рм	дв→ м →зп→оп →рм

Мощность P , кВт		Дв Б Т рм	$P_{\text{ном}}$ $P_1=P_{\text{дв}}\cdot\eta_{\text{оп}}\cdot\eta_{\text{пк}}$ $P_2=P_1\cdot\eta_{\text{зп}}\cdot\eta_{\text{пк}}$ $P_{\text{рм}}=P_2\cdot\eta_{\text{м}}$		$P_{\text{ном}}$ $P_1=P_{\text{дв}}\cdot\eta_{\text{м}}\cdot\eta_{\text{пк}}$ $P_2=P_1\cdot\eta_{\text{зп}}\cdot\eta_{\text{пк}}$ $P_{\text{рм}}=P_2\cdot\eta_{\text{оп}}$	
Частота вращения n , об/мин	Угловая скорость ω , с ⁻¹	Дв	$n_{\text{ном}}$	$\omega_{\text{ном}}=\pi\cdot n_{\text{ном}}/30$	$n_{\text{ном}}$	$\omega_{\text{ном}}=\pi\cdot n_{\text{ном}}/30$
		Б	$n_1=n_{\text{ном}}/u_{\text{оп}}$	$\omega_1=\omega_{\text{ном}}/U_0$ Π	$n_1=n_{\text{ном}}$	$\omega_1=\omega_{\text{ном}}$
		Т	$n_2= n_1/u_{\text{зп}}$	$\omega_2=\omega_1/U_{\text{зп}}$	$n_2= n_1/u_{\text{зп}}$	$\omega_2=\omega_1/u_{\text{зп}}$
		рм	$n_{\text{рм}}= n_2$	$\omega_{\text{рм}}= \omega_2$	$n_{\text{рм}}= n_2/u_{\text{оп}}$	$\omega_{\text{рм}}=\omega_2/u_{\text{оп}}$
Вращающий момент T , Н·м		Дв Б Т рм	$T_{\text{дв}}=P_{\text{дв}}\cdot10^3/\omega_{\text{ном}}$ $T_1= T_{\text{дв}}\cdot u_{\text{оп}}\cdot\eta_{\text{оп}}\cdot\eta_{\text{пк}}$ $T_2= T_1\cdot u_{\text{зп}}\cdot\eta_{\text{зп}}\cdot\eta_{\text{пк}}$ $T_{\text{рм}}= T_2\cdot\eta_{\text{м}}$		$T_{\text{дв}}=P_{\text{дв}}\cdot10^3/\omega_{\text{ном}}$ $T_1= T_{\text{дв}}\cdot\eta_{\text{м}}\cdot\eta_{\text{пк}}$ $T_2= T_1\cdot u_{\text{зп}}\cdot\eta_{\text{зп}}\cdot\eta_{\text{пк}}$ $T_{\text{рм}}= T_2\cdot u_{\text{оп}}\cdot\eta_{\text{оп}}$	

Последовательность соединения элементов привода по кинематической схеме:

схема 1 (дв→оп→зп→м→рм);

схема 2 (дв→м→зп→оп→рм).

Здесь условно обозначены: **дв** – электродвигатель; **оп** – открытая передача (ременная, цепная или зубчатая); **зп** – закрытая передача (цилиндрическая, коническая или червячная); **м** – муфта; **рм** – рабочая машина.

Таблица 6.5

Сводные данные расчетов параметров привода

Марка двигателя, $P_{ном}$ (кВт), $n_{ном}$ (об/мин)							
Пара-метр	<i>Передача</i>		Параметр	<i>Вал</i>			
	закрытая (редуктор)	открытая		двигате- ля	редуктора		рабо- чей маш- ины
					быстр оход- ный	тихохо- дный	
Переда- точное число i			Расчетная мощность P , кВт				
			Угловая скорость ω , c^{-1}				
КПД η			Частота вращения n , об/мин				
			Вращающи й момент T , $H \cdot m$				

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ

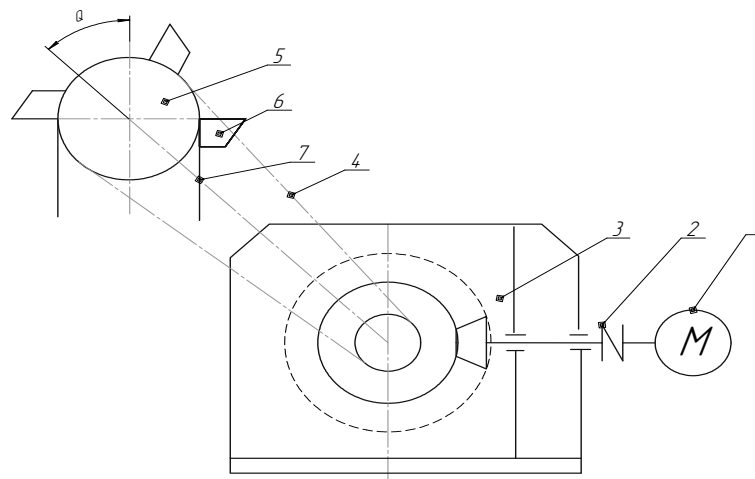


Рис. 6.7 Кинематическая схема привода

Исходные данные	
Тяговая сила цепи F , кН	1,9
Скорость ленты v , м/с	1,3
Диаметр барабана D , мм	250
Угол наклона цепной передачи, θ град.	45
Срок службы привода L , лет	6

Описание привода: привод состоит из электродвигателя 1 соединенного с коническим редуктором 3 через муфту 2, мощность с ведомого вала редуктора передается на вал рабочей машины 5 при помощи цепной передачи 4.

Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчет привода.

Срок службы (ресурс) L_h , ч, определим по формуле:

$$L_h = 365 \cdot L_r \cdot t_c \cdot L_c,$$

где L_r – срок службы привода, лет (по заданию); t_c – продолжительность смены, ч;
 L_c – число смен.

$$L_h = 365 \cdot 6 \cdot 8 \cdot 2 = 35040 \text{ ч}$$

Из полученного значения L_h следует вычесть 10...25 % часов на профилактику, текущий ремонт, нерабочие дни.

$$L_h = 35040 - (35040 \cdot 0,2) = 28032 \text{ ч}$$

Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя.

Мощность двигателя зависит от требуемой мощности рабочей машины, а его частота вращения – от частоты вращения приводного вала рабочей машины.

Определим требуемую мощность рабочей машины P_{pm} , кВт:

$$P_{pm} = F_t \cdot v = 1,9 \cdot 1,3 = 2,47 \text{ кВт},$$

где F_t – тяговая сила цепи на барабане (кН); v – скорость ленты (м/с);

Определим общий коэффициент полезного действия (КПД) привода:

$$\eta = \eta_{zn} \cdot \eta_{on} \cdot \eta_m \cdot \eta_{пк},$$

где $\eta_{зп}, \eta_{оп}, \eta_м, \eta_{пк}$ – коэффициенты полезного действия закрытой передачи, открытой передачи, муфты и пары подшипников качения

$$\eta_{зп}=0,96, \eta_{оп}=0,91, \eta_м=0,98, \eta_{пк}=0,99$$

$$\eta = \eta_{зп} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_м \cdot \eta_{пк}^2 = 0,96 \cdot 0,91 \cdot 0,98 \cdot 0,99^2 = 0,83$$

Определим требуемую мощность двигателя $P_{дв}$, кВт:

$$P_{дв} = \frac{P_{рм}}{\eta} = \frac{2,47}{0,83} = 2,98 \text{ кВт}$$

По полученному значению мощности выбираем из табл. 6.2 электродвигатель 4А112МА6УЗ $P_{дв} = 3$ кВт, $n_{ном} = 943$ об/мин.

Определим передаточное число привода и его ступеней.

Передаточное число привода u определяется отношением номинальной частоты вращения двигателя $n_{ном}$ к частоте вращения вала рабочей машины $n_{рм}$ и равно произведению передаточных чисел закрытой $n_{зп}$ и открытой передач $n_{оп}$. Частота вращения $n_{рм}$ приводного вала:

$$n_{рм} = 60 \cdot 1000 \cdot v / (\pi \cdot D_0) = 60 \cdot 1000 \cdot 1,3 / (3,14 \cdot 250) = 99,36 \text{ об/мин},$$

Принимаем $u_{зп} = 3$, тогда $u_{оп} = 3,16$ (см. табл.9)

$$u = \frac{n_{ном}}{n_{рм}} = u_{зп} \cdot u_{оп} = \frac{943}{99,36} = 9,5 = 3 \cdot 3,16$$

Определим силовые и кинематические

параметры привода.

Силовые (мощность и вращающий момент) и кинематические (частота вращения и угловая скорость) параметры привода рассчитывают на валах привода из требуемой (расчетной) мощности двигателя $P_{дв}$ и его номинальной частоты вращения $n_{ном}$ при установившемся режиме работы.

Определение силовых и кинематических параметров привода

Параметр		Вал	Последовательность соединения элементов привода	
			дв – м – зп – оп – рм	
Мощность, кВт		Дв	$P_{\text{дв}} = 3 \text{ кВт}$	
		Б	$P_1 = P_{\text{дв}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{пк}} = 3 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 2,91 \text{ кВт}$	
		Т	$P_2 = P_1 \eta_{\text{зп}} \eta_{\text{пк}} = 2,91 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 2,77 \text{ кВт}$	
		РМ	$P_{\text{рм}} = P_2 \eta_{\text{оп}} = 2,77 \cdot 0,91 = 2,52 \text{ кВт}$	
Частота вращения, об/мин	Угловая скорость, с^{-1}	Дв	$n_{\text{ном}} = 943 \text{ об/мин}$	$\omega_{\text{ном}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{ном}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 943}{30} = 98,7$
		Б	$n_1 = n_{\text{ном}} = 943 \text{ об/мин}$	$\omega_1 = \omega_{\text{ном}} = 98,7 \text{ с}^{-1}$
		Т	$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{зп}}} = \frac{943}{3} = 314,3 \text{ об/мин}$	$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{\text{зп}}} = \frac{98,7}{3} = 32,9 \text{ с}^{-1}$
		РМ	$n_{\text{рм}} = \frac{n_2}{u_{\text{оп}}} = \frac{314,3}{3,16} = 99,46 \text{ об/мин}$	$\omega_{\text{рм}} = \frac{\omega_2}{u_{\text{оп}}} = \frac{32,9}{3,16} = 10,4 \text{ с}^{-1}$
Вращающий момент, Н·м		Дв	$T_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{дв}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{ном}}} = \frac{3 \cdot 10^3}{98,7} = 30 \text{ Н} \cdot \text{м}$	

	Б	$T_1 = T_{\text{дв}} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{нк}} = 30 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 29,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$
	Т	$T_2 = T_1 \cdot u_{\text{зн}} \cdot \eta_{\text{зн}} \cdot \eta_{\text{нк}} = 29,1 \cdot 3 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 82,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$
	рм	$T_{\text{рм}} = T_2 \cdot u_{\text{оп}} \cdot \eta_{\text{оп}} = 82,9 \cdot 3,16 \cdot 0,91 = 238,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$

После расчета, полученные данные сводим в таблицу

Параметр	Обозначение	Размерность	Числовые значения			
1	2	3	4			
Марка электродвигателя			4А112МА6У3			
Номинальная мощность электродвигателя.	$P_{\text{ном}}$	кВт	3			
Номин. частота вращения вала электродвигателя.	$n_{\text{ном}}$	об/мин	943			
Передача			закрытая		открытая	
Передаточное число			3		3,16	
КПД			0,96		0,91	
Ступени			Дв.	Б	Т	рм
Частота вращения вала	n_i	об/мин	943	943	314,3	99,46
Угловая скорость	ω_i	с ⁻¹	98,7	98,7	32,9	10,4
Расчетная мощность на валу	P_i	кВт	3	2,91	2,77	2,52
Вращающийся момент на валу	T_i	Н·м	30	29,1	82,9	238,4

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Андреев, В.И.** Детали машин и основы конструирования. Курсовое проектирование [Электронный ресурс] : учеб. пособие / В.И. Андреев, И.В. Павлова. — Электрон. дан. — Санкт-Петербург : Лань, 2013. — 352 с. — Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/12953>. — Загл. с экрана.
2. **Скотников, Д.А.** Прикладная механика: учебное пособие / Д.А. Скотников, А.В. Анисимов А.В., А.А. Марьина - ФГБОУ ВПО «Саратовский ГАУ» - Саратов:, ООО Издательский Центр «Наука», 2012. – 301 с.
3. **ГОСТ 2.701-76 ЕСКД.** Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению [Текст]. – Введ. 1985-01-07. – М. : Изд-во стандартов, 1985. 27 с. : ил. ; 29 см.
4. **ГОСТ 2.703-68 ЕСКД.** Правила выполнения кинематических схем [Текст]. – Введ. 1971-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 1971. 20 с. : ил. ; 29 см.
5. **ГОСТ 2.770-68 ЕСКД.** Обозначения условные графические в схемах [Текст]. – Введ. 1971-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 1971. 22 с. : ил. ; 29 см.
6. **ГОСТ 16530—83.** Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения [Текст]. – Введ. 1984-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 1984. 25 с. : ил. ; 29 см.
7. **ГОСТ 16532—70.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии [Текст]. – Введ. 1972-01-01. – М. : Изд-во стандартов, 1972. 15 с. : ил. ; 29 см.

Приложения

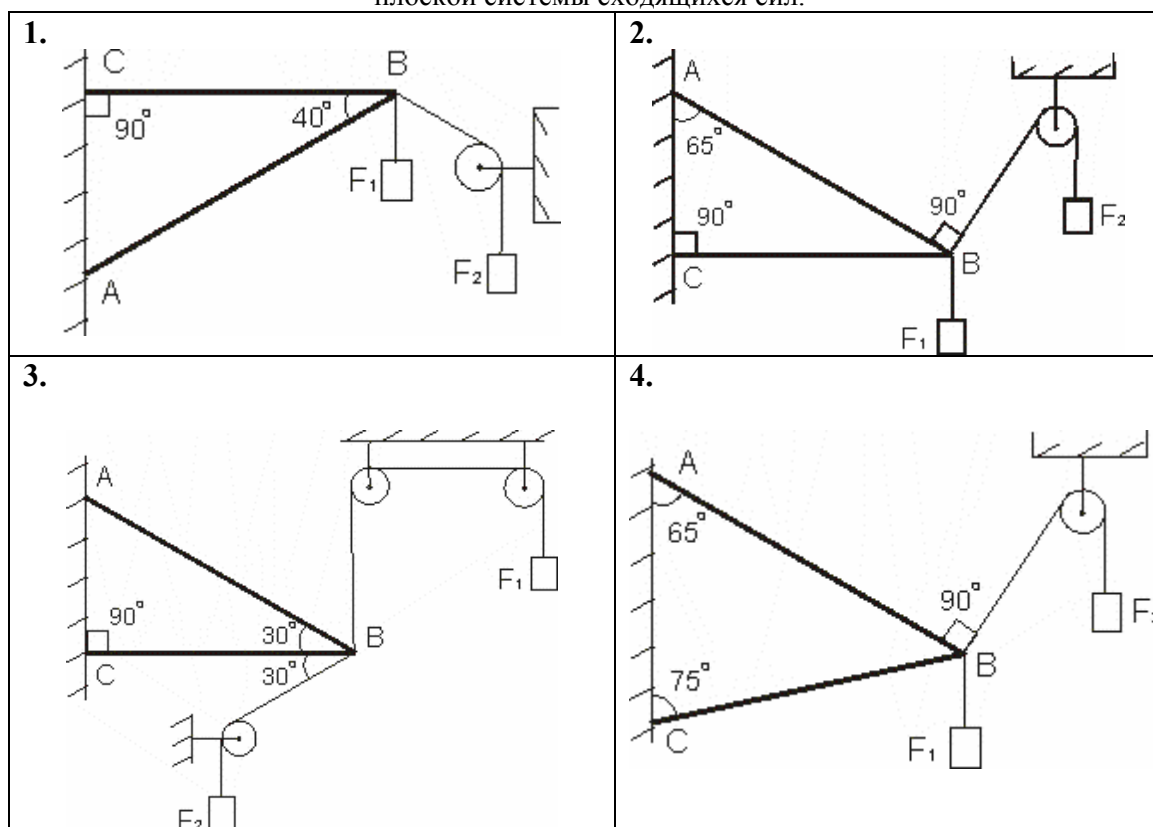
Приложение 1

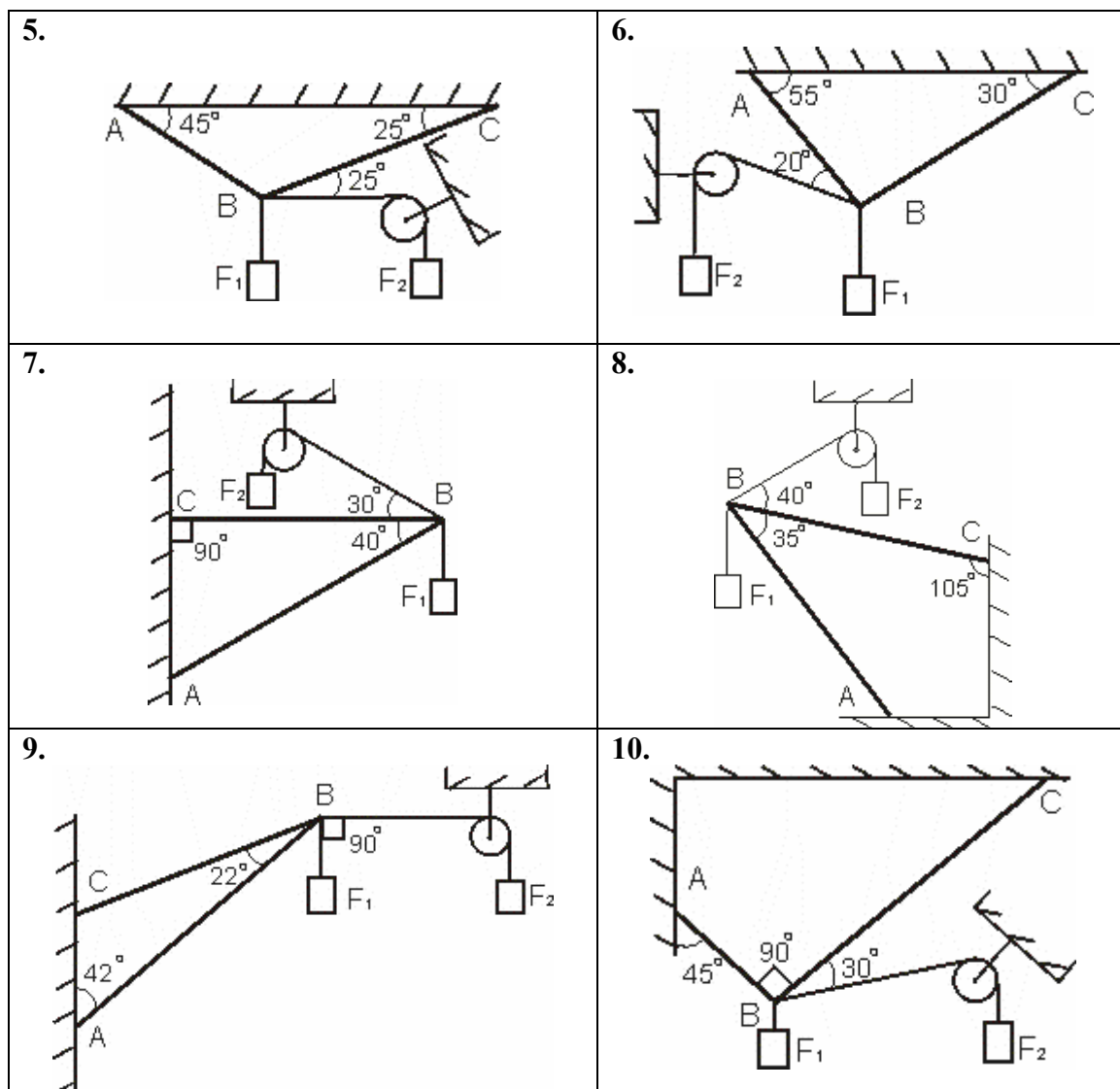
Таблица к примеру решения задачи на использование условий равновесия
плоской системы сходящихся сил

Варианты схем										$F_1,$	$F_2,$
1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	кН	кН
Варианты по зачетной книжке											
01.	02.	03.	04.	05.	06.	07.	08.	09.	10.	1,2	1
11.	12.	13.	14.	15.	16.	17.	18.	19.	20.	1,1	0,9
21.	22.	23.	24.	25.	26.	27.	28.	29.	30.	1	0,8
31.	32.	33.	34.	35.	36.	37.	38.	39.	40.	0,9	0,7
41.	42.	43.	44.	45.	46.	47.	48.	49.	50.	0,8	0,6
51.	52.	53.	54.	55.	56.	57.	58.	59.	60.	0,7	0,5
61.	62.	63.	64.	65.	66.	67.	68.	69.	70.	0,3	0,7
71.	72.	73.	74.	75.	76.	77.	78.	79.	80.	0,2	0,6
81.	82.	83.	84.	85.	86.	87.	88.	89.	90.	0,3	0,5
91.	92.	93.	94.	95.	96.	97.	98.	99.		0,4	0,1

Приложение 2

Схемы к примеру решения задачи на использование условий равновесия.
плоской системы сходящихся сил.





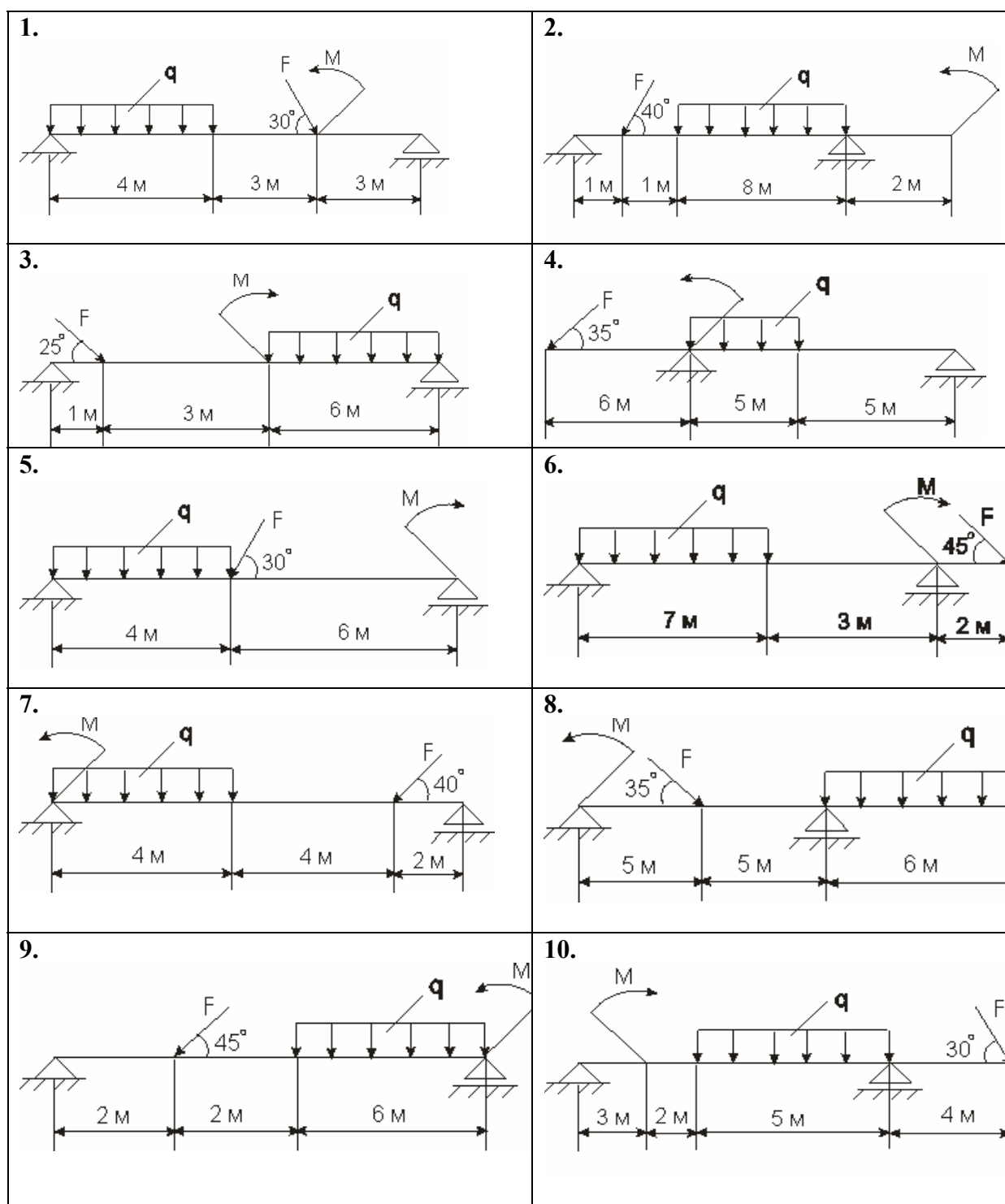
Приложение 3

Таблица к примеру определения реакций опор двухопорной балки

Варианты схем										q	F	M
1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	н/м	Н	Н·м
Варианты по зачетной книжке												
01.	02.	03.	04.	05.	06.	07.	08.	09.	10.	12	100	60
11.	12.	13.	14.	15.	16.	17.	18.	19.	20.	11,5	95	55
21.	22.	23.	24.	25.	26.	27.	28.	29.	30.	11	90	50
31.	32.	33.	34.	35.	36.	37.	38.	39.	40.	10,5	85	45
41.	42.	43.	44.	45.	46.	47.	48.	49.	50.	10	80	40
51.	52.	53.	54.	55.	56.	57.	58.	59.	60.	9,5	75	35
61.	62.	63.	64.	65.	66.	67.	68.	69.	70.	6	65	20
71.	72.	73.	74.	75.	76.	77.	78.	79.	80.	7,5	55	15
81.	82.	83.	84.	85.	86.	87.	88.	89.	90.	7	50	10
91.	92.	93.	94.	95.	96.	97.	98.	99.		6,5	45	15

Приложение 4

Схемы к примеру определения реакций опор двухопорной балки.



Приложение 5

Таблица к примеру расчета траектории движения точки

Вариант по зачетной книжке				Уравнения движения	
				$X = x(t)$	$Y = y(t)$
01	31	61	91	$-2t^2 + 3$	$-5t$
02	32	62	92	$5t$	$-3t + 1$
03	33	63	93	$2t$	$5t - 2$
04	34	64	94	$4t + 4$	$-4/(t+1)$

05	35	65	95	$8t$	$t^2 + 3$
06	36	66	96	$3t^2 + 2$	$-4t$
07	37	67	97	$3t^2 - t + 1$	$5t^2 - 5t/3 - 2$
08	38	68	98	$8t + 8$	$-4/(t+2)$
09	39	69	99	$-3/(t+2)$	$3t+6$
10	40	70		$3t + 3$	$-6/(t+3)$
11	41	71		$-4t^2 + 1$	$-3t$
12	42	72		$6t^2 - 2$	$2t$
13	43	73		$t^2 + 3$	$3t$
14	44	74		$-2t-2$	$-2/(t+1)$
15	45	75		$5t^2 + 3$	$4t$
16	46	76		$3t$	$4t^2 + 1$
17	47	77		$-5t$	$-3t^2 - 6$
18	48	78		$5t$	$2t^2 + 1$
19	49	79		$-5t^2 - 4$	$3t$
20	50	80		$2-3t-6t^2$	$3-3t/2-3t^2$
21	51	81		$2t^2 + 2t - 2$	$t^2 + t + 1$
22	52	82		$7t^2 - 3$	$5t$
23	53	83		$3-3t^2 + t$	$4-5t^2 + 5t/3$
24	54	84		$-2/(t + 2)$	$2t + 4$
25	55	85		$-6t$	$-2t^2 - 4$
26	56	86		$3t$	$2t + 4$
27	57	87		$3t^2 + 2$	$-3t - 1$
28	58	88		$-4t^2 + 1$	$-3t$
29	59	89		$5t^2 + 5t/3 - 3$	$3t^2 + t + 3$
30	60	90		$2t + 4$	$-4/(t + 2)$
$t_1, c.$					
1/4	1/2	1	2		

Приложение 6

К примеру расчета механизма на определение его скоростей и ускорений

Номера схем										Номера условий
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
01.	02.	03.	04.	05.	06.	07.	08.	09.	10.	1
11.	12.	13.	14.	15.	16.	17.	18.	19.	20.	2
21.	22.	23.	24.	25.	26.	27.	28.	29.	30.	3
31.	32.	33.	34.	35.	36.	37.	38.	39.	40.	4
41.	42.	43.	44.	45.	46.	47.	48.	49.	50.	5
51.	52.	53.	54.	55.	56.	57.	58.	59.	60.	6
61.	62.	63.	64.	65.	66.	67.	68.	69.	70.	7
71.	72.	73.	74.	75.	76.	77.	78.	79.	80.	8
81.	82.	83.	84.	85.	86.	87.	88.	89.	90.	9
91.	92.	93.	94.	95.	96.	97.	98.	99.		10

Приложение 7

К примеру расчета механизма на определение его скоростей и ускорений

Номер условия	Дано	Найти	
		Скорости	Ускорения
1	$S_4=4(7t-t^2)$	V_B, V_C	ε_2, a_A, a_5
2	$V_5=2(t^2-3)$	V_A, V_C	ε_3, a_B, a_4
3	$\varphi_1=2t^2-9$	V_4, ω_2	ε_2, a_C, a_5
4	$\omega_2=7t-3t^2$	V_5, ω_3	ε_2, a_A, a_4
5	$\varphi_3=3t-t^2$	V_4, ω_1	ε_1, a_B, a_5
6	$\omega_1=5t-2t^2$	V_5, V_B	ε_2, a_C, a_4
7	$\varphi_2=2(t^2-3t)$	V_4, ω_1	ε_1, a_C, a_5
8	$V_4=3t^2-8$	V_A, ω_3	ε_3, a_B, a_5
9	$S_5=2t^2-5t$	V_4, ω_2	ε_1, a_C, a_4
10	$\omega_3=8t-3t^2$	V_5, V_B	ε_2, a_A, a_4

В столбце «Дано» указан закон движения или закон изменения скорости ведущего звена механизма, где: $\varphi_1[t]$ – закон вращения колеса 1; $S_4[t]$ – закон движения рейки 4; $\omega_2[t]$ – закон изменения угловой скорости колеса 2; $V_5[t]$ – закон изменения скорости груза 5; (φ – выражено в радианах; S – в сантиметрах; t – в секундах).

В столбцах «Найти» указаны: скорости (V – линейные, ω – угловые), ускорения (a – линейные; ε – угловые), соответствующих точек или тел.

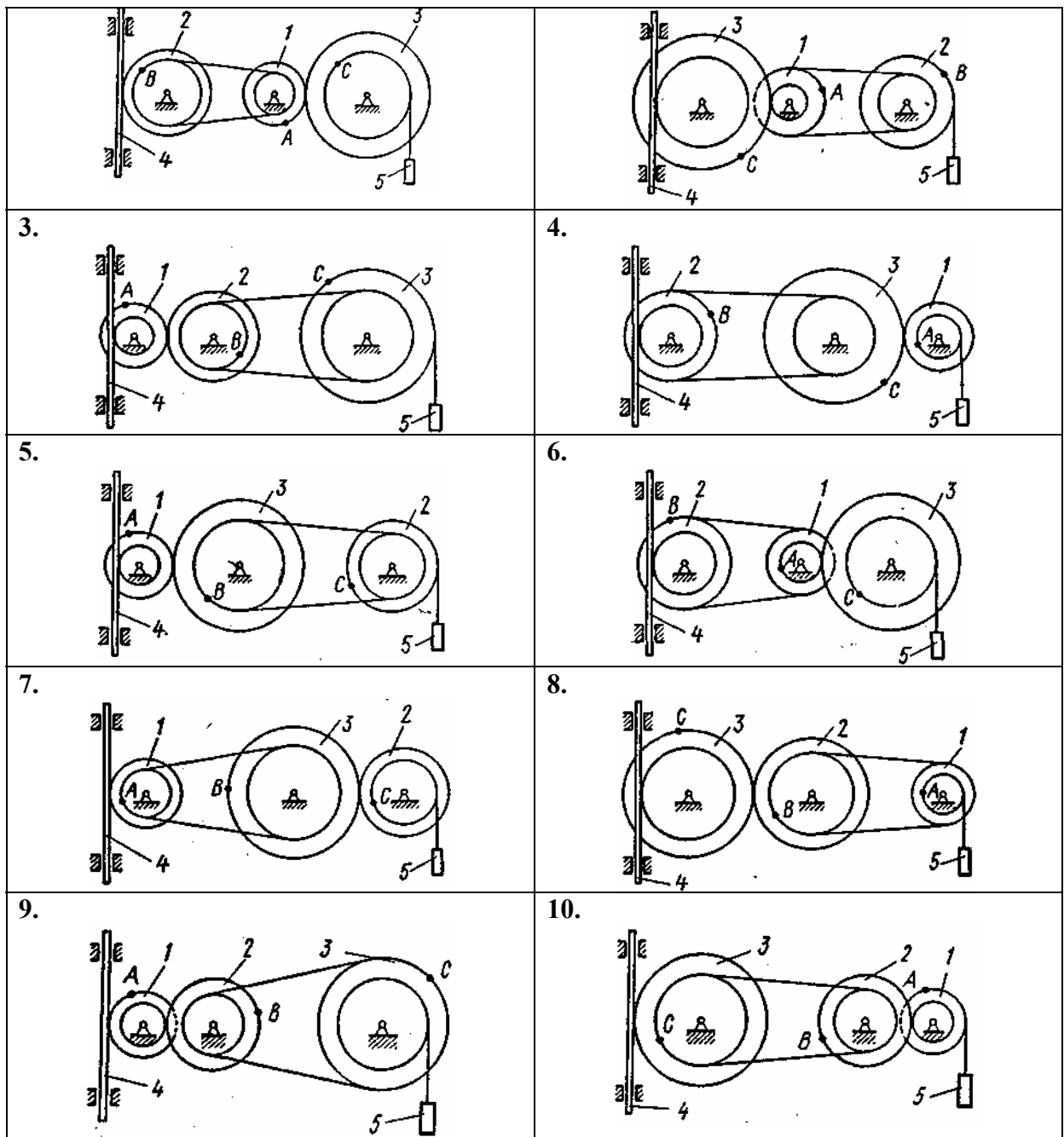
Например: V_5 – скорость груза 5.

Принять положительные направления для φ и ω по ходу часовой стрелки, для S_4 , S_5 и V_4 , V_5 – вниз.

Приложение 8

Схемы к примеру расчета механизма на определение его скоростей и ускорений.

1.	2.
----	----



Приложение 9

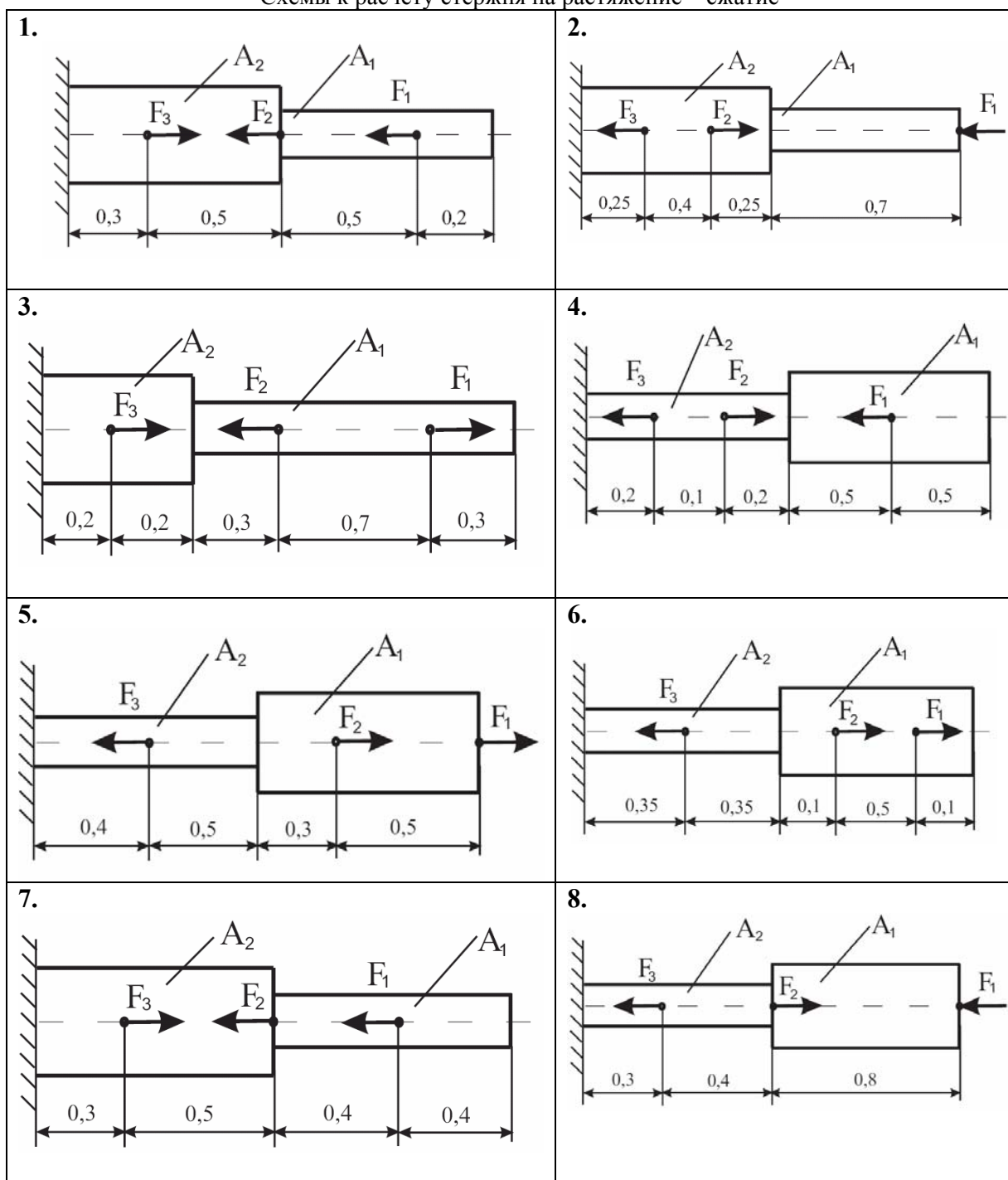
Числовые данные к расчету стержня на растяжение – сжатие

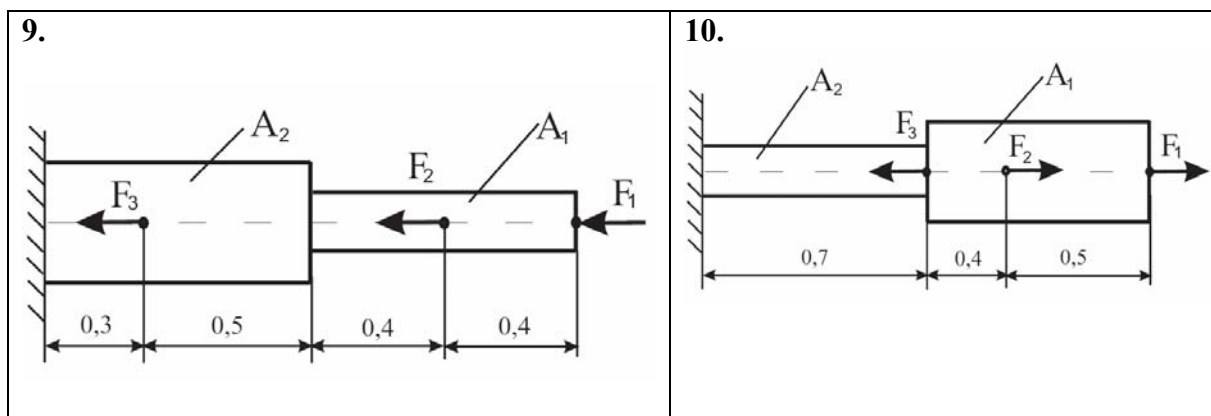
Варианты схем										F_1	F_2	F_3	A_1	A_2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10					
Варианты по зачетной книжке										кН			см ²	
01.	02.	03.	04.	05.	06.	07.	08.	09.	10.	30	10	5	1,8	3,2

11.	12.	13.	14.	15.	16.	17.	18.	19.	20.	16	15	10	1,1	1,8
21.	22.	23.	24.	25.	26.	27.	28.	29.	30.	17	13	8	1,0	2,2
31.	32.	33.	34.	35.	36.	37.	38.	39.	40.	14	16	11	1,2	1,9
41.	42.	43.	44.	45.	46.	47.	48.	49.	50.	27	14	8	1,7	3,1
51.	52.	53.	54.	55.	56.	57.	58.	59.	60.	24	11	6	1,5	2,9
61.	62.	63.	64.	65.	66.	67.	68.	69.	70.	18	12	5	1,6	2,8
71.	72.	73.	74.	75.	76.	77.	78.	79.	80.	26	13	7	1,7	3,1
81.	82.	83.	84.	85.	86.	87.	88.	89.	90.	36	20	12	2,5	4,0
91.	92.	93.	94.	95.	96.	97.	98.	99.		35	10	4	1,5	3,1

Приложение 10

Схемы к расчету стержня на растяжение – сжатие





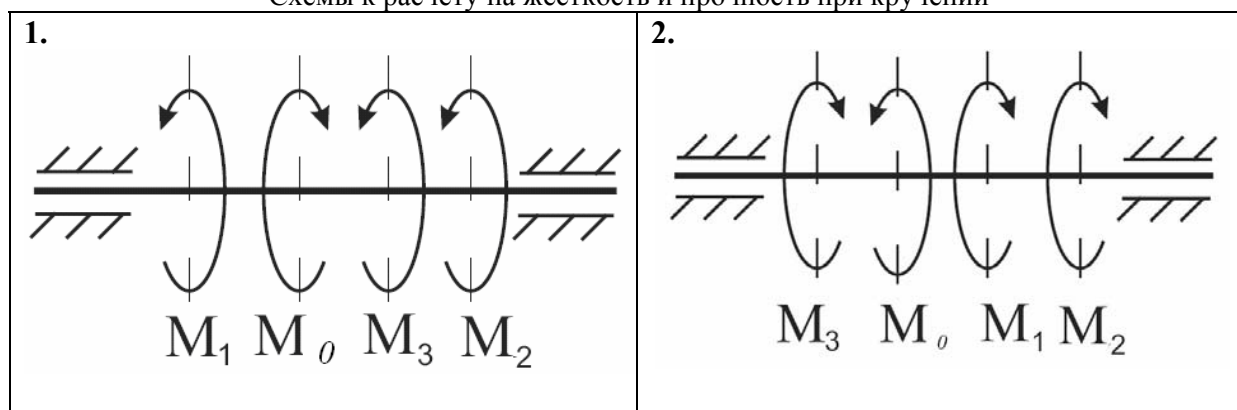
Приложение 11

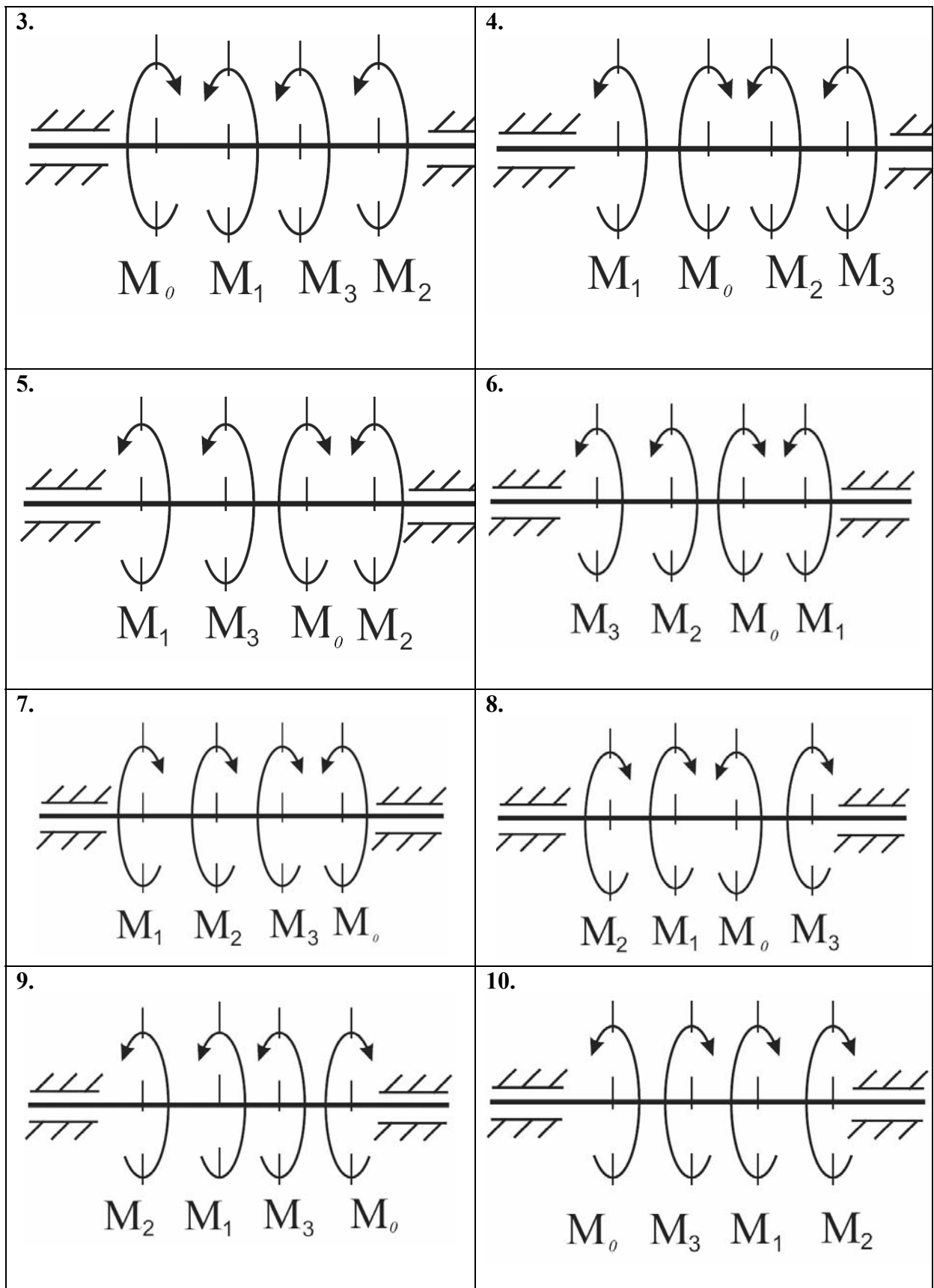
Числовые данные к расчету на жесткость и прочность при кручении

Варианты схем										P_1 кВт	P_2 кВт	P_3 кВт	ω рад\с
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10				
Вариант по зачетной книжке													
01.	02.	03.	04.	05.	06.	07.	08.	09.	10.	35	20	15	20
11.	12.	13.	14.	15.	16.	17.	18.	19.	20.	150	100	50	45
21.	22.	23.	24.	25.	26.	27.	28.	29.	30.	40	25	20	25
31.	32.	33.	34.	35.	36.	37.	38.	39.	40.	110	60	30	35
41.	42.	43.	44.	45.	46.	47.	48.	49.	50.	40	15	25	30
51.	52.	53.	54.	55.	56.	57.	58.	59.	60.	75	40	15	20
61.	62.	63.	64.	65.	66.	67.	68.	69.	70.	90	60	25	30
71.	72.	73.	74.	75.	76.	77.	78.	79.	80.	65	35	20	25
81.	82.	83.	84.	85.	86.	87.	88.	89.	90.	140	110	60	45
91.	92.	93.	94.	95.	96.	97.	98.	99.		40	20	25	20

Приложение 12

Схемы к расчету на жесткость и прочность при кручении





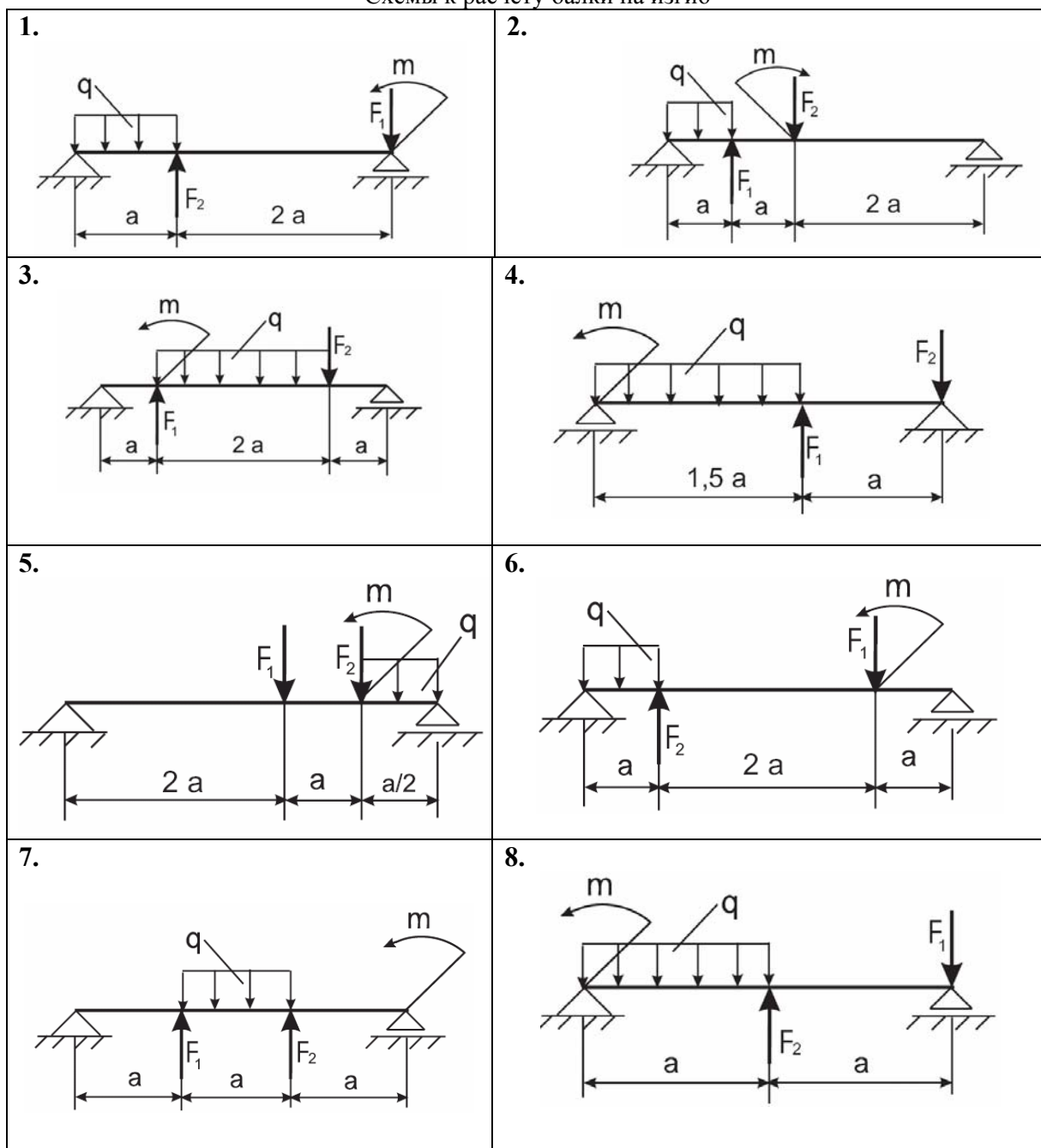
Вариант по зачетной книжке	№ схемы	Длина, м.	Момент силы, кН•м	Сила, кН		Интенсивность нагрузки, кН/м.
		а	м	F ₁	F ₂	q
1	2	3	4	5	6	7
1	1	2	10	75	30	5
2	2	2	20	70	40	10
3	3	2	30	65	50	15
4	4	2	40	60	20	20
5	5	2	50	55	10	25
6	6	2	60	50	20	30
7	7	2	5	45	30	35
8	8	2	10	40	40	40
9	9	2	15	35	50	45
10	10	2	20	30	50	50
11	11	2	25	25	40	55
12	12	2	30	20	30	60
13	13	2	35	15	20	55
14	14	2	40	10	10	50
15	15	2	45	5	10	45
16	16	2	50	10	20	40
17	17	2	50	15	30	35
18	18	2	45	20	40	30
19	19	2	40	25	50	25
20	20	2	35	30	50	20
21	1	2	30	35	40	15
22	2	2	25	40	30	10
23	3	2	20	45	20	5
24	4	2	15	50	10	10
25	5	2	10	55	10	15
26	6	2	5	60	20	20
27	7	2	10	65	30	25
28	8	2	15	60	40	30
29	9	2	20	55	50	35
30	10	2	25	50	5	40
31	11	4	10	80	5	5
32	12	4	20	75	10	10
33	13	4	30	70	10	15
34	14	4	40	65	20	20
35	15	4	50	60	20	25
36	16	4	60	55	30	30
37	17	4	5	50	30	35
38	18	4	10	45	40	40
39	19	4	15	40	40	5
40	20	4	20	35	50	10
41	1	4	25	30	50	15
42	2	4	30	25	5	20
43	3	4	35	20	5	25
44	4	4	40	15	10	30

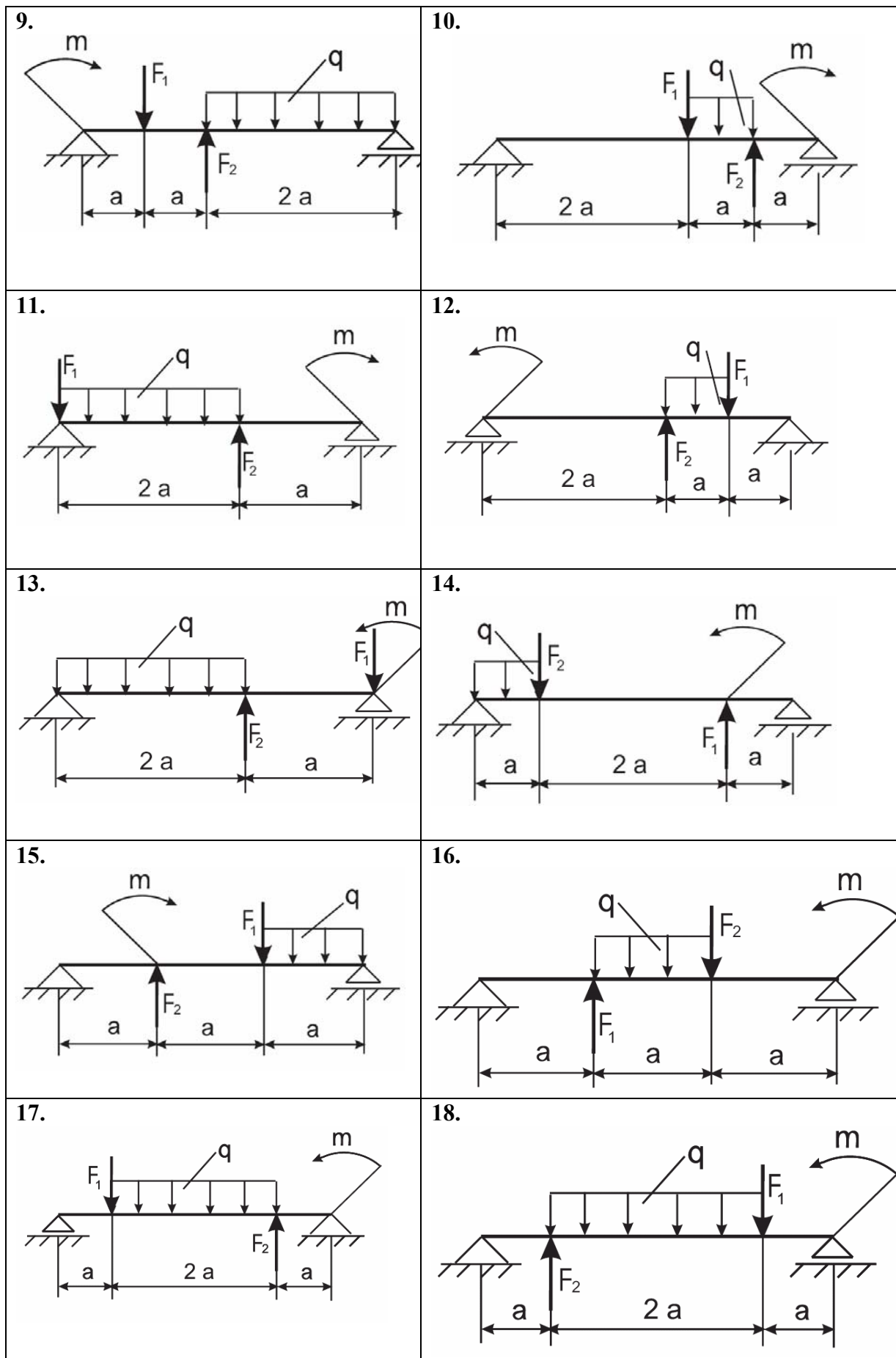
45	5	4	45	10	10	35
46	6	4	50	5	20	40
47	7	4	50	10	20	5
48	8	4	45	15	30	10
49	9	4	40	20	30	15
50	10	4	35	25	40	20
51	11	4	30	30	40	25
52	12	4	25	35	50	30
53	13	4	20	40	50	35
54	14	4	15	45	5	40
55	15	2	10	50	5	5
56	16	3	5	55	10	10
57	17	4	10	60	10	15
58	18	4	15	65	20	20
59	19	4	20	60	20	25
60	20	4	25	75	30	30
61	1	6	10	70	30	35
62	2	6	20	65	40	40
63	3	6	30	60	40	5
64	4	4	40	55	50	10
65	5	6	50	50	50	15
66	6	6	60	45	5	20
67	7	3	5	40	5	25
68	8	6	10	35	10	30
69	9	6	15	30	10	35
70	10	6	20	25	20	40
71	11	6	25	20	20	5
72	12	2	30	15	30	10
73	13	6	35	10	30	15
74	14	6	40	5	40	20
75	15	3	45	10	40	25
76	16	6	50	15	50	30
77	17	3	50	20	50	35
78	18	6	45	25	5	40
79	19	6	40	30	5	5
80	20	6	35	35	10	10
81	1	6	30	40	10	15
82	2	6	25	45	20	20
83	3	6	20	50	20	25
84	4	6	15	55	30	30
85	5	6	10	60	30	35
86	6	6	5	65	40	40
87	7	6	10	60	40	10
88	8	6	15	55	50	15
89	9	6	20	50	50	20
90	10	6	25	45	5	20
91	11	2	10	40	5	25
92	12	2	20	35	10	30
93	13	2	30	30	10	35
94	14	2	40	25	20	40

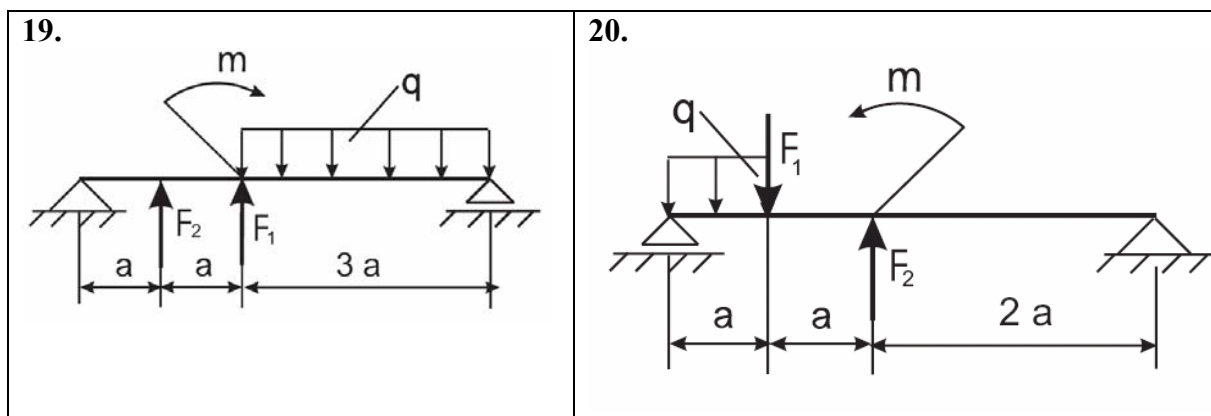
95	15	2	50	20	20	45
96	16	2	60	15	30	50
97	17	2	5	10	30	55
98	18	2	10	5	40	60
99	19	2	15	75	40	60

Приложение 14

Схемы к расчету балки на изгиб







Приложение 15

Числовые данные к расчету вала на изгиб с кручением

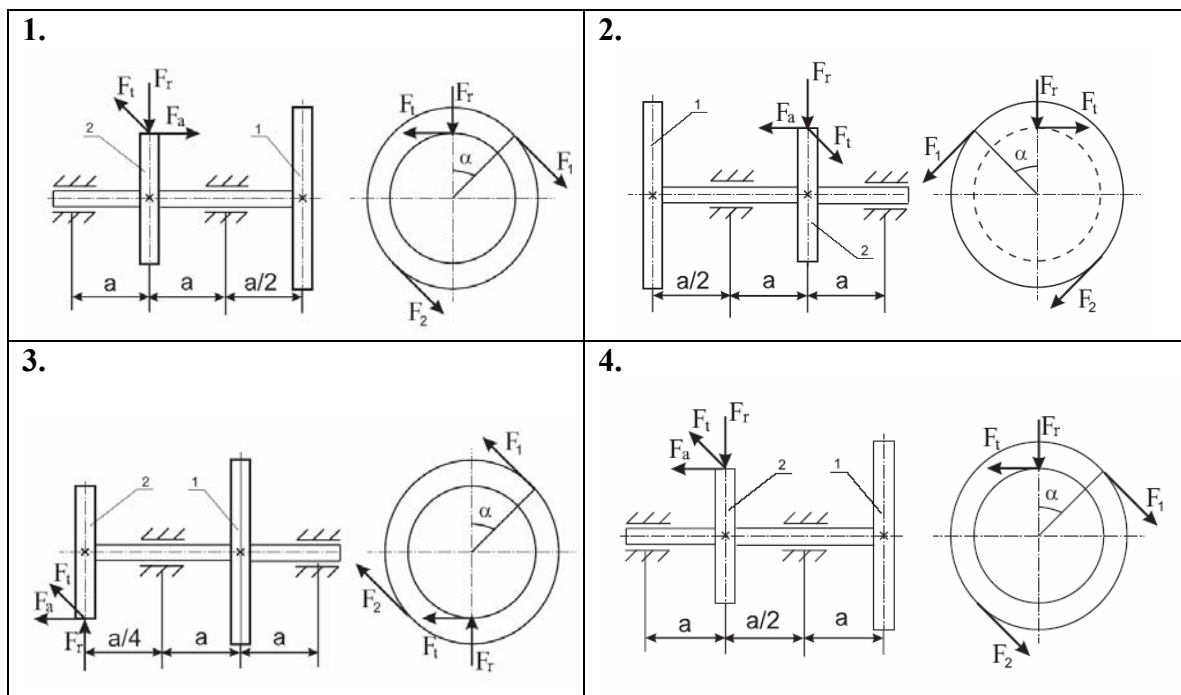
Вариант	Номер схемы	Диаметр, мм.		Мощность, кВт.	Угловая скорость, с ⁻¹	Длина, м.	Угол, град.
		d ₁	d ₂	P	ω	a	α
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1	900	600	100	30	0,10	25
2	2	850	550	90	35	0,15	30
3	3	800	500	80	40	0,20	35
4	4	750	450	70	45	0,25	40
5	5	700	400	60	50	0,10	45
6	6	650	350	50	55	0,15	50
7	7	600	300	40	60	0,20	55
8	8	550	250	100	65	0,25	60
9	9	500	200	90	70	0,10	65
10	10	450	250	80	75	0,15	70
11	11	400	300	70	80	0,20	75
12	12	900	350	60	30	0,25	25
13	13	850	450	50	35	0,10	30
14	14	800	400	40	40	0,15	35
15	15	750	350	100	45	0,20	40
16	16	700	300	90	50	0,25	45
17	17	650	250	80	55	0,10	50
18	18	600	200	70	60	0,15	55
19	19	550	250	60	65	0,20	60
20	20	500	300	50	70	0,25	65
21	21	450	350	40	75	0,10	70
22	22	400	400	100	80	0,15	75
23	23	900	450	90	30	0,20	25
24	24	850	350	80	35	0,25	30

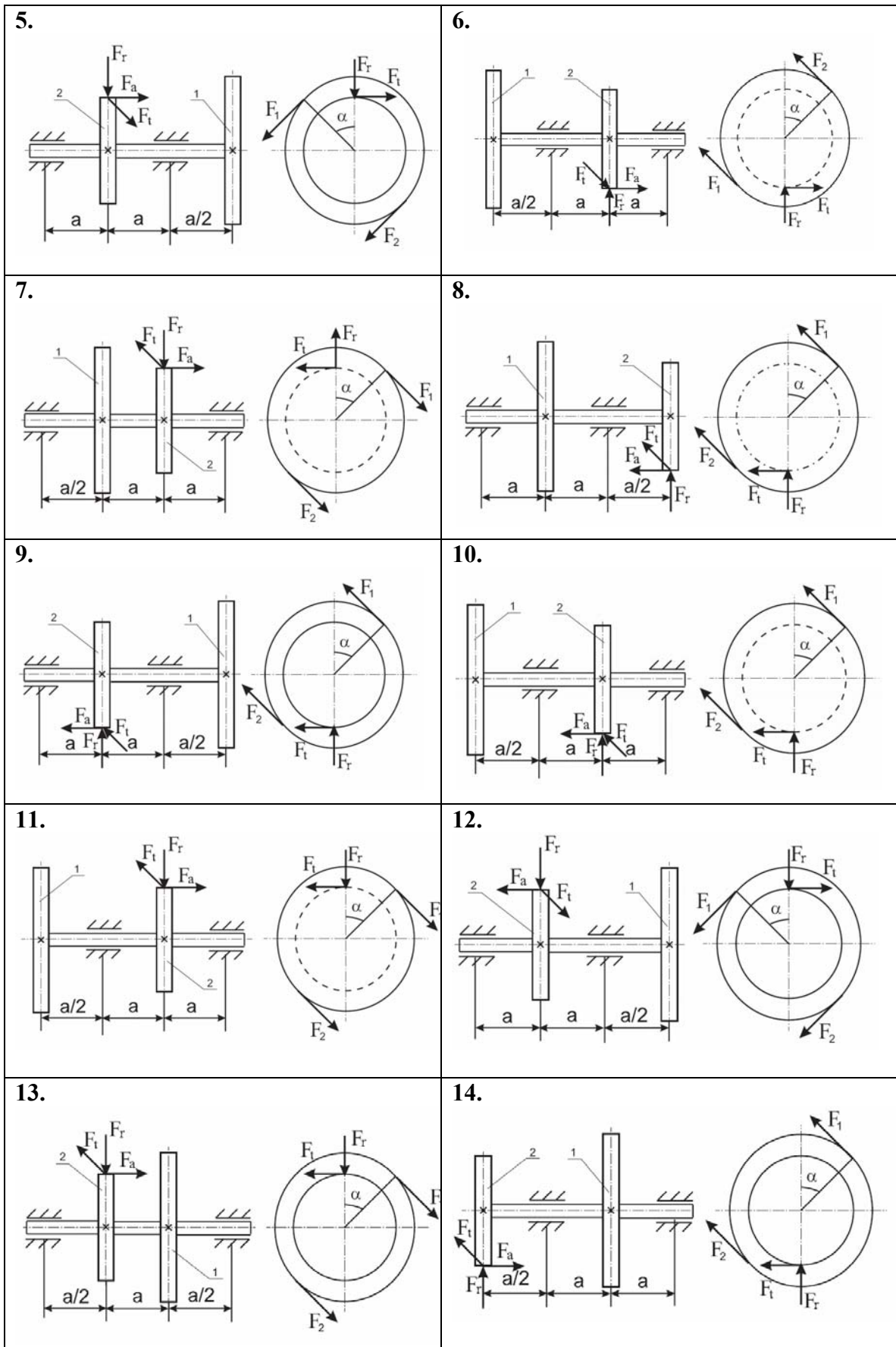
25	1	800	300	70	40	0,10	35
26	2	750	250	60	45	0,15	40
27	3	700	200	50	50	0,20	45
28	4	650	600	40	55	0,25	50
29	5	600	550	100	60	0,10	55
30	6	550	500	90	65	0,15	60
31	7	500	450	80	70	0,20	65
32	8	450	400	70	75	0,25	70
33	9	400	350	60	80	0,10	75
34	10	900	300	50	30	0,15	25
35	11	850	250	40	35	0,20	30
36	12	800	200	100	40	0,25	35
37	13	750	600	90	45	0,10	40
38	14	600	550	80	50	0,10	45
39	15	550	500	70	55	0,15	50
40	16	500	450	60	60	0,20	55
41	17	450	400	50	65	0,25	60
42	18	400	350	40	70	0,10	65
43	19	900	300	100	75	0,15	70
44	20	850	250	90	80	0,20	75
45	21	800	200	80	30	0,25	25
46	22	750	600	70	35	0,10	30
47	23	700	550	60	40	0,15	35
48	24	650	500	50	45	0,20	40
49	1	600	450	40	50	0,25	45
50	2	550	400	100	55	0,10	50
51	3	500	350	90	60	0,15	55
52	4	450	300	80	65	0,20	60
53	5	400	250	70	70	0,25	65
54	6	900	200	60	75	0,10	70
55	7	850	600	50	80	0,15	75
56	8	800	550	40	30	0,20	25
57	9	750	500	100	35	0,25	30
58	10	700	450	90	40	0,10	35
59	11	650	400	80	45	0,15	40
60	12	600	350	70	50	0,20	45
61	13	550	300	60	55	0,25	50
62	14	500	250	50	60	0,10	55
63	15	450	200	40	65	0,15	60
64	16	400	500	100	70	0,20	65
65	17	900	550	90	75	0,25	70
66	18	850	500	80	80	0,10	75
67	19	800	450	70	30	0,15	25
68	20	750	400	60	35	0,20	30
69	21	700	350	50	40	0,25	35
70	22	650	300	40	45	0,10	40
71	23	600	250	100	50	0,15	45
72	24	550	200	90	55	0,20	50
73	1	500	450	80	60	0,25	55
74	2	450	400	70	65	0,10	60

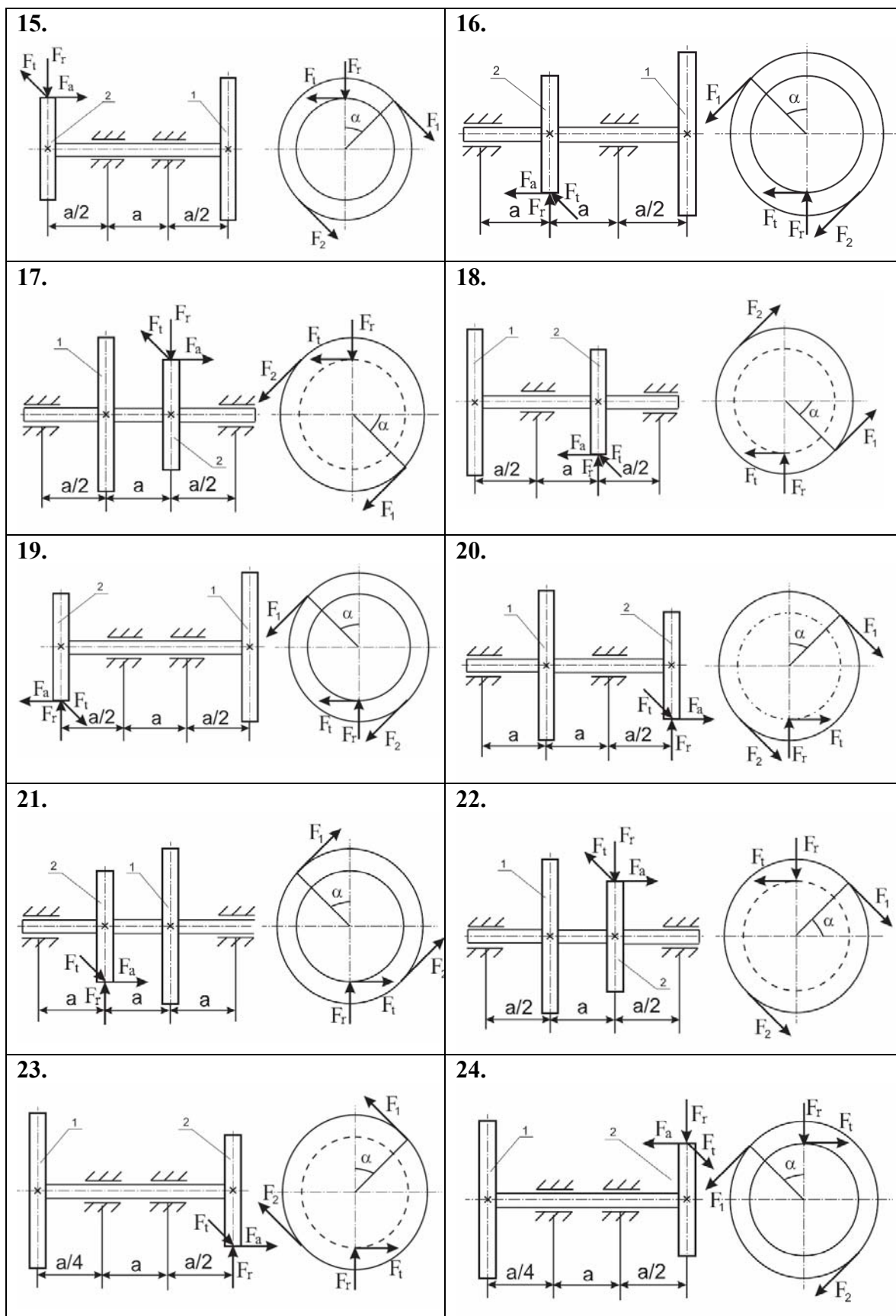
75	3	400	350	60	70	0,15	65
76	4	900	450	50	75	0,20	70
77	5	850	400	40	80	0,25	75
78	6	800	350	100	30	0,10	25
79	7	750	300	90	35	0,15	30
80	8	700	250	80	40	0,20	35
81	9	650	200	70	45	0,10	40
82	10	600	600	60	50	0,15	45
83	11	550	550	50	55	0,20	50
84	12	500	500	40	30	0,25	55
85	13	450	450	100	35	0,10	60
86	14	400	400	90	40	0,15	65
87	15	900	350	80	45	0,20	70
88	16	850	300	70	50	0,25	75
89	17	800	250	60	55	0,10	25
90	18	750	200	50	60	0,15	30
91	19	700	600	40	65	0,20	35
92	20	650	550	100	70	0,25	40
93	21	600	500	90	75	0,10	45
94	22	550	450	80	80	0,15	50
95	23	500	400	70	30	0,20	55
96	24	450	350	60	35	0,25	60
97	1	400	300	50	40	0,10	65
98	2	900	250	40	45	0,15	70
99	3	850	200	100	50	0,20	75

Приложение 16

Схемы к расчету вала на изгиб с кручением







Приложение 17

Числовые данные к выбору двигателя, кинематическому и силовому расчету привода

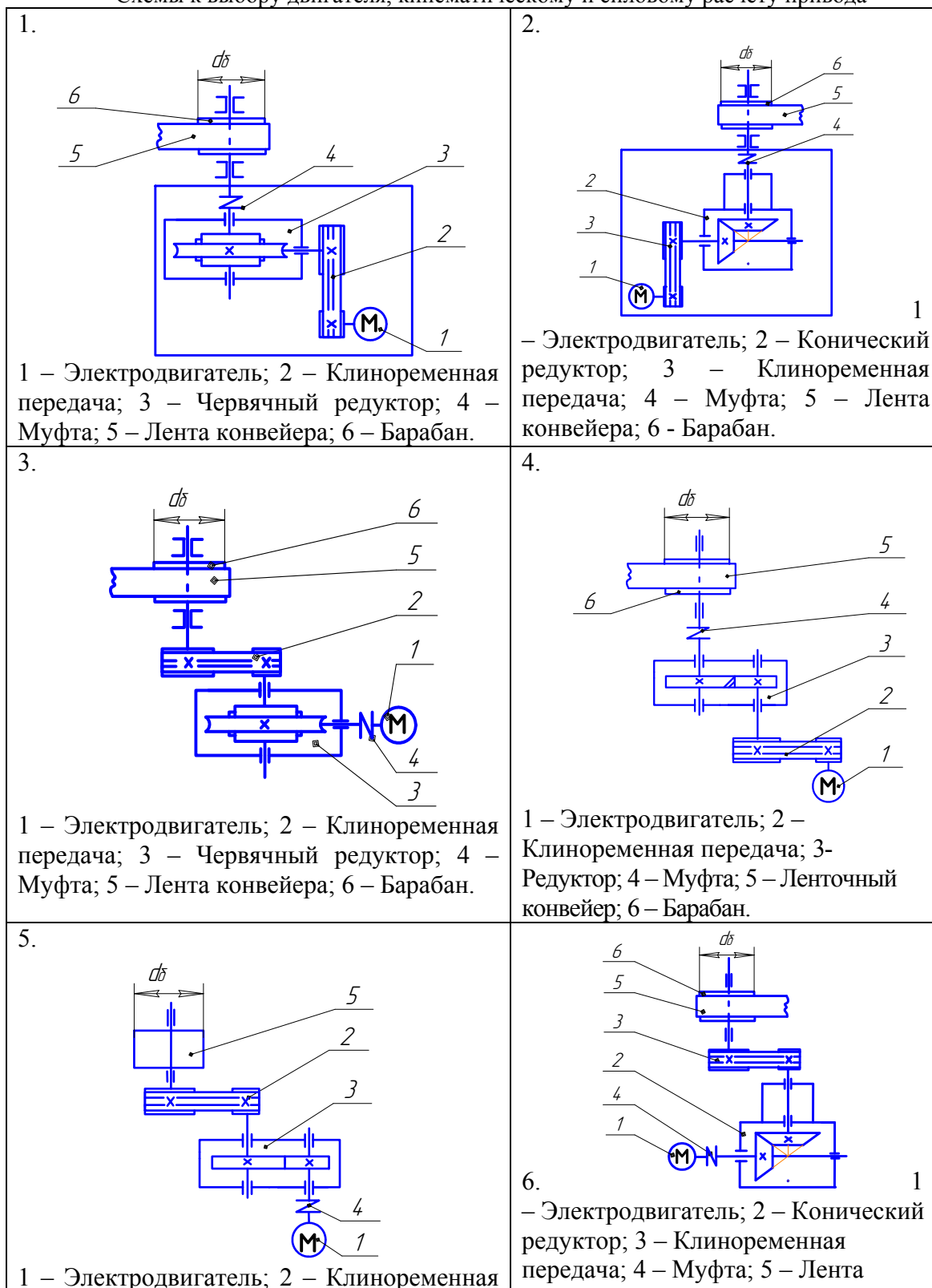
Вариант по зачетной книжке	№ схемы	Окружная сила на барабане, F	Окружная скорость, v	Диаметр барабана, d_6	Срок службы Привода, L
		кН	м/сек	мм	лет
1	2	3	4	5	6
1	1	1,8	1,00	200	3
2	2	1,9	1,05	210	4
3	3	2,0	1,15	220	5
4	4	2,1	1,20	230	6
5	5	2,2	1,25	240	7
6	6	2,3	1,30	250	8
7	1	2,4	1,35	260	9
8	2	2,5	1,40	270	3
9	3	2,6	1,45	280	4
10	4	2,7	1,50	290	5
11	5	2,8	1,55	300	6
12	6	2,9	1,60	200	7
13	1	3,0	1,65	210	8
14	2	3,1	1,70	220	9
15	3	3,1	1,00	230	3
16	4	3,2	1,05	240	4
17	5	3,3	1,15	250	5
18	6	3,4	1,20	260	6
19	1	3,5	1,25	270	7
20	2	3,6	1,30	280	8
21	3	3,7	1,35	290	9
22	4	3,8	1,40	300	3
23	5	3,9	1,45	200	4
24	6	4,0	1,50	210	5
25	1	4,1	1,55	220	6
26	2	4,2	1,60	230	7
27	3	4,3	1,65	240	8
28	4	4,4	1,70	250	9
29	5	4,5	1,00	260	3
30	6	4,6	1,05	270	4
31	1	4,7	1,15	280	5
32	2	4,8	1,20	290	6
33	3	4,9	1,25	300	7
34	4	5,0	1,30	200	8
35	5	1,8	1,35	210	9
36	6	1,9	1,40	220	3
37	1	2,0	1,45	230	4
38	2	2,1	1,50	240	5
39	3	2,2	1,55	250	6
40	4	2,3	1,60	260	7
41	5	2,4	1,65	270	8
42	6	2,5	1,70	280	9
43	1	2,6	1,00	290	3
44	2	2,7	1,05	300	4

45	3	2,8	1,15	200	5
46	4	2,9	1,20	210	6
47	5	3,0	1,25	220	7
48	6	3,1	1,30	230	8
49	1	3,1	1,35	240	9
50	2	3,2	1,40	250	3
51	3	3,3	1,45	260	4
52	4	3,4	1,50	270	5
53	5	3,5	1,55	280	6
54	6	3,6	1,60	290	7
55	1	3,7	1,65	300	8
56	2	3,8	1,70	200	9
57	3	3,9	1,00	210	3
58	4	4,0	1,05	220	4
59	5	4,1	1,15	230	5
60	6	4,2	1,20	240	6
61	1	4,3	1,25	250	7
62	2	4,4	1,30	260	8
63	3	4,5	1,35	270	9
64	4	4,6	1,40	280	3
65	5	4,7	1,45	290	4
66	6	4,8	1,50	300	5
67	1	4,9	1,55	200	6
68	2	5,0	1,60	210	7
69	3	1,8	1,65	220	8
70	4	1,9	1,70	230	9
71	5	2,0	1,00	240	3
72	6	2,1	1,05	250	4
73	1	2,2	1,15	260	5
74	2	2,3	1,20	270	6
75	3	2,4	1,25	280	7
76	4	2,5	1,30	290	8
77	5	2,6	1,35	300	9
78	6	2,7	1,40	200	3
79	1	2,8	1,45	210	4
80	2	2,9	1,50	220	5
81	3	3,0	1,55	230	6
82	4	3,1	1,60	240	7
83	5	3,1	1,65	250	8
84	6	3,2	1,70	260	9
85	1	3,3	1,00	270	3
86	2	3,4	1,05	280	4
87	3	3,5	1,15	290	5
88	4	3,6	1,20	300	6
89	5	3,7	1,25	200	7
90	6	3,8	1,30	210	8
91	1	3,9	1,35	220	9
92	2	4,0	1,40	230	3
93	3	4,1	1,45	240	4
94	4	4,2	1,50	250	5

95	5	4,3	1,55	260	6
96	6	4,4	1,60	270	7
97	1	4,5	1,65	280	8
98	2	4,6	1,70	290	9
99	3	4,7	1,05	300	3

Приложение 18

Схемы к выбору двигателя, кинематическому и силовому расчету привода



передача; 3- Цилиндрический редуктор; 4 – Муфта; 5 – Ведущий барабан.	конвейера; 6 - Барабан.
--	-------------------------

СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие методические указания	3
2. Расчетно-графическая работа №1	3
Задача №1 Использование условий равновесия плоской системы сходящихся сил	3
Пример выполнения задания	3
Задача №2 Определения реакций опор двухопорной балки	5
Пример выполнения задания	5
3. Расчетно-графическая работа №2	6
Задача №1 Расчет траектории движения точки	6
Пример выполнения задания	7
Задача №2 Расчета механизма на определение его скоростей и ускорений	8
Пример выполнения задания	9
4. Расчетно-графическая работа № 3	10
Задача №1 Расчета стержня на растяжение – сжатие	10
Пример выполнения задания	11
Задача №2 Расчета вала на кручение	13
Пример выполнения задания	14
5. Расчетно-графическая работа № 4	16
Задача №1 Расчет балки на изгиб	16
Пример выполнения задания	16
Задача № 2 Расчета вала на изгиб с кручением	20
Пример выполнения задания	20
6. Расчётно-графическая работа № 5	24
Кинематический и силовой расчет привода	24
Методика выполнения	24
Пример выполнения задания	28
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	31
Приложения	34