

ПРЕДИСЛОВИЕ

Коренная перестройка системы образования выдвигает на первый план усиление самостоятельной работы учащихся.

Хорошее знание теории, конструкции машин не может быть гарантией правильного решения многих практических вопросов. Решение задач по горной механике в значительной степени восполняет такой пробел, поэтому при изучении специальных дисциплин в технических учебных заведениях этому виду учебной работы придается большое значение. Он способствует формированию материалистического мировоззрения, лучшему пониманию теории, установлению связи ее с практикой, расширяет эрудицию, развивает логическое мышление, стремление к преодолению трудностей, вырабатывает культуру труда.

Развитие этого направления в обучении требует создания соответствующей учебной литературы. В предлагаемом учебном пособии приведены задачи по основным разделам горной механики — предмета, изучающего сложные, дорогостоящие и энергоемкие вентиляторные, водоотливные, пневматические и подъемные установки, без которых невозможна добыча полезных ископаемых.

Важнейшая задача перестройки образования — компьютеризация учебного процесса. Для решения большинства учебных и практических задач обязательно применение больших ЭВМ, машинное время которых дорого и не всегда доступно. Более оправданно использование программирующих электронных клавишных вычислительных машин (ЭКВМ). Уже сейчас машины типа БЗ-21, БЗ-34 обеспечивают реализацию сложных программ. Эти возможности расширяются в новых поколениях ЭКВМ.

В предлагаемом задачнике приведены программы, разработанные авторами для решения задач, содержащих трудоемкие или повторяющиеся однотипные расчеты. Перед работой с программой следует выполнить аналогичную задачу традиционным способом с целью усвоить физическую сущность явления, рассматриваемого в задаче, и методику ее решения. Программы разработаны применительно к ЭКВМ "Электроника БЗ-34" и могут быть достаточно просто трансформированы к другим типам ЭКВМ.

Учебное пособие позволит повысить уровень теоретической и профессиональной подготовки будущих специалистов.

1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТУРБОМАШИН

Примеры расчета

1.1. Определить напор насоса при его подаче $Q = 125 \text{ м}^3/\text{ч}$ и к.п.д. трубопровода, если геометрическая высота подачи $H_r = 420 \text{ м}$; коэффициент гидравлических сопротивлений $\xi_c = 176$, диаметр трубопровода $d = 150 \text{ мм}$. Построить характеристику трубопровода.

Решение. Сопротивление сети (трубопровода)

$$R = \frac{1 + \xi_c}{2gF^2} \quad (1.1)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения; $F = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь поперечного сечения внешней сети, м^2 .

Подставляя заданные значения, получим:

$$R = \frac{1 + 176}{2 \cdot 9,81 \left(\frac{\pi \cdot 0,15^2}{4} \right)^2} = 28920.$$

Напор турбомашин (м)

$$H = H_r + RQ^2, \quad (1.2)$$

т.е. $H = 420 + 28920 \left(\frac{125}{3600} \right)^2 = 454,9 \text{ м}.$

При $H_r = 0$

$$H = RQ^2; \quad p = RQ^2^*. \quad (1.3)$$

К.п.д. трубопровода

$$\eta_r = H_r/H. \quad (1.4)$$

т.е. $\eta_r = 420/454,9 = 0,92.$

Уравнение характеристики трубопровода по формуле (1.2):

$$H = 420 + 28920Q^2.$$

* Формула применяется для расчетов вентиляторных установок. Здесь p — давление воздуха в вентиляционной сети.

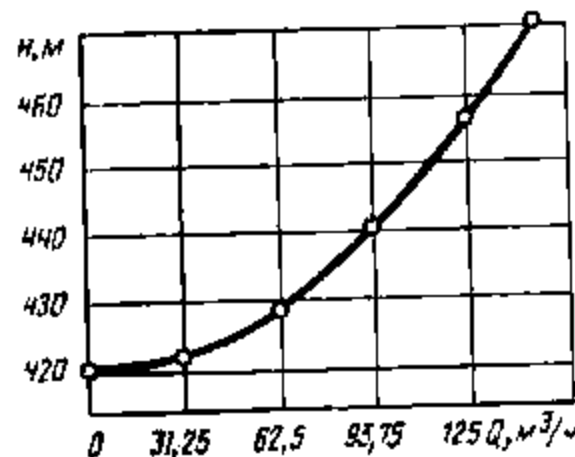


рис. 1.1. Характеристики трубопровода (к примеру 1.1)

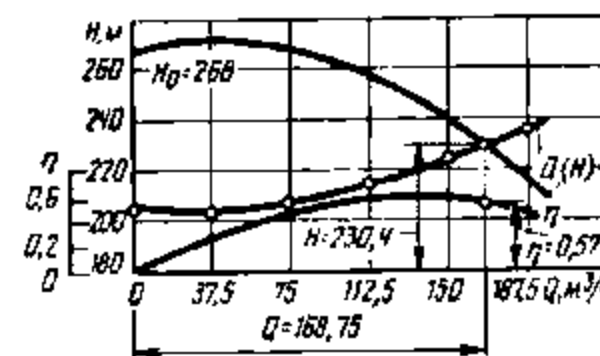


рис. 1.2. Характеристики насоса и трубопровода (к примеру 1.2)

В полученное выражение подставляем значения Q от 0 до 1,25 требуемой подачи и получаем соответствующие значения.

Заданные значения	0	0,25Q	0,5Q	0,75Q	Q	1,25Q
Q, м³/ч	0	31,25	62,5	93,75	125	156,25
Q, м³/с	0	0,00868	0,01736	0,02604	0,03472	0,04340
H, м	420	422,2	428,7	439,6	454,9	474,5

По полученным данным строим характеристику трубопровода (рис. 1.1).

1.2. Определить рабочий режим насоса, характеристика которого приведена на рис. 1.2, если $H = 225 \text{ м}$, $Q = 150 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $H_r = 205 \text{ м}$. Построить характеристику трубопровода.

Решение. Сопротивление сети (трубопровода) определяем из формулы (1.2):

$$R = \frac{H - H_r}{Q^2} = \frac{225 - 205}{(150/3600)^2} = 11520.$$

Уравнение характеристики трубопровода принимает вид:

$$H = 205 + 11520Q^2.$$

Ниже приведены результаты вычислений по этому уравнению.

Заданные значения	0	0,25Q	0,5Q	0,75Q	Q	1,25Q
Q, м³/ч	0	37,5	75	112,5	150	187,5
Q, м³/с	0	0,0104	0,0208	0,0312	0,0417	0,0521
H, м	205	206,25	210,2	216,2	225	236,3

По полученным данным строим характеристику трубопровода в том же масштабе, что и характеристика насоса (см. рис. 1.2).

В точке пересечения характеристик получим: $Q = 168,75 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H = 230,4 \text{ м}$; $\eta = 0,57.$

* Графическое определение H можно проверить, подставив полученное значение Q в уравнение $H = 205 + 11520Q^2$. Такую же проверку производят для задач 1.5 — 1.8.

Для обеспечения устойчивого режима работы необходимо условие:

$$N_r/N_0 \leq 0,9 \div 0,95. \quad (1.6)$$

В данном случае $205/268 = 0,765$, что соответствует условию.

1.3. Определить мощность двигателя вентилятора в рабочем режиме, если его подача $Q = 36,5 \text{ м}^3/\text{с}$; давление $p = 1450 \text{ Па}$; $\eta = 0,72$. Вал вентилятора непосредственно соединен с валом двигателя, к.п.д. передачи от вала двигателя к валу вентилятора $\eta_n = 1$.

Решение. Мощность двигателя (кВт) вентилятора

$$N = \frac{Qp}{1000 \eta \eta_n} \quad (1.8)$$

т.е.

$$N = \frac{36,5 \cdot 1450}{1000 \cdot 0,72} = 73,5 \text{ кВт.}$$

1.4. Определить мощность двигателя насоса в рабочем режиме, если его подача $Q = 70 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H = 220 \text{ м}$; плотность воды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$; $\eta = 0,68$. Вал насоса непосредственно соединен с валом двигателя.

Решение. Мощность двигателя (кВт) насоса

$$N = \frac{Q \rho g H}{1000 \eta \eta_n} \quad (1.7)$$

где $\eta_n = 1$ – к.п.д. передачи от вала двигателя к валу насоса, отсюда

$$N = \frac{70 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 220}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,68} = 61,7 \text{ кВт.}$$

1.5. Определить, как изменяются подача насоса, напор и мощность, если $R = \text{const}$, а частота вращения рабочего колеса увеличится с $n_1 = 400 \text{ об/мин}$ до $n_2 = 440 \text{ об/мин}$.

Решение. Подача насоса прямо пропорциональна частоте вращения ее в первой степени

$$Q_1/Q_2 = n_1/n_2 \quad (1.8)$$

На основании этого подача увеличится в $Q_2/Q_1 = 440/400 = 1,1$ раза, или на 10 %.

Напор насоса прямо пропорционален частоте вращения ее во второй степени:

$$H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2 \quad (1.9)$$

В связи с этим напор увеличится в $H_2/H_1 = 440^2/400^2 = 1,21$ раза, или на 21 %.

Мощность насоса прямо пропорциональна частоте вращения ее в третьей степени:

$$N_1/N_2 = (n_1/n_2)^3 \quad (1.10)$$

следовательно, мощность увеличится в $N_2/N_1 = 440^3/400^3 = 1,33$ раза, или на 33 %.

Задачи

1.1. Определить давление воздуха в вентиляционной сети и построить ее характеристику, если $R = 0,144$; $Q = 1800 \text{ м}^3/\text{мин}$.

1.2. Определить давление воздуха в вентиляционной сети и построить ее характеристику, если $Q = 2200 \text{ м}^3/\text{мин}$; $R = 1,26$.

1.3. Определить напор насоса и к.п.д. трубопровода, если $Q = 70 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H_r = 170 \text{ м}$; $\xi_c = 69,4$; $d = 125 \text{ мм}$. Построить характеристику сети.

1.4. Определить напор насоса и к.п.д. трубопровода, если $Q = 150 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H_r = 255 \text{ м}$; $\xi_c = 79,6$; $d = 150 \text{ мм}$. Построить характеристику сети.

1.5. Определить расход воды в трубопроводе, если $H = 258 \text{ м}$; $H_r = 245 \text{ м}$; $\xi_c = 87,4$; $d = 250 \text{ мм}$.

1.6. Определить диаметр трубопровода, если $H = 350 \text{ м}$; $H_r = 330 \text{ м}$; $Q = 250 \text{ м}^3/\text{ч}$; $\xi_c = 7,04$.

1.7. Определить геометрическую высоту подачи, если $H = 255 \text{ м}$; $\xi_c = 85$; скорость жидкости в трубопроводе $v_r = 2 \text{ м/с}$.

1.8. Определить сопротивление вентиляционной сети, если $p = 400 \text{ Па}$; $Q = 3000 \text{ м}^3/\text{мин}$.

1.9. Определить сопротивление трубопровода, если $H = 203 \text{ м}$; $\xi_c = 0,916$; $Q = 250 \text{ м}^3/\text{ч}$.

1.10. Определить коэффициент сопротивлений в трубопроводе, если $H = 165 \text{ м}$; $\eta_r = 0,95$; $Q = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$; $v_r = 1,55 \text{ м/с}$.

1.11. Построить характеристику вентиляционной сети, если $p = 860 \text{ Па}$; $Q = 1750 \text{ м}^3/\text{мин}$.

1.12. Построить характеристику трубопровода насоса, если $H = 200 \text{ м}$; $H_r = 186 \text{ м}$; $R = 26700$.

1.13. Построить характеристику трубопровода насоса, если $H = 200 \text{ м}$; $\eta_r = 0,92$; $Q = 50 \text{ м}^3/\text{ч}$.

1.14. Определить рабочий режим насоса, характеристика которого приведена на рис. 1.3, если в сети $H = 292 \text{ м}$; $Q = 300 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H_r = 272 \text{ м}$.

1.15. Определить рабочий режим насоса, характеристика которого приведена на рис. 1.3, если в сети $H = 295 \text{ м}$; $Q = 270 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H_r = 260 \text{ м}$.

1.16. Определить рабочий режим насоса, характеристика которого приведена на рис. 1.4, если в сети $H = 190 \text{ м}$; $Q = 65 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H_r = 160 \text{ м}$.

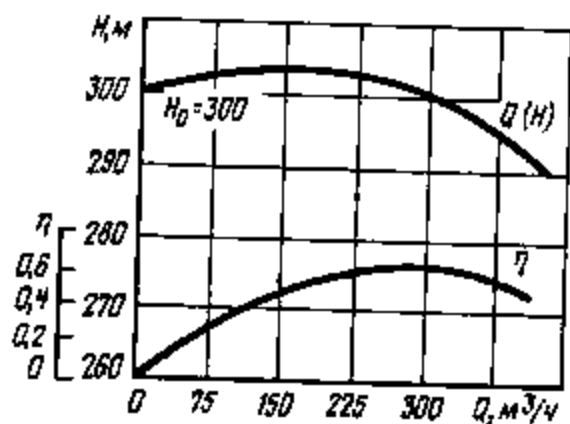


Рис. 1.3. Характеристика насоса (к задачам 1.14 и 1.15)

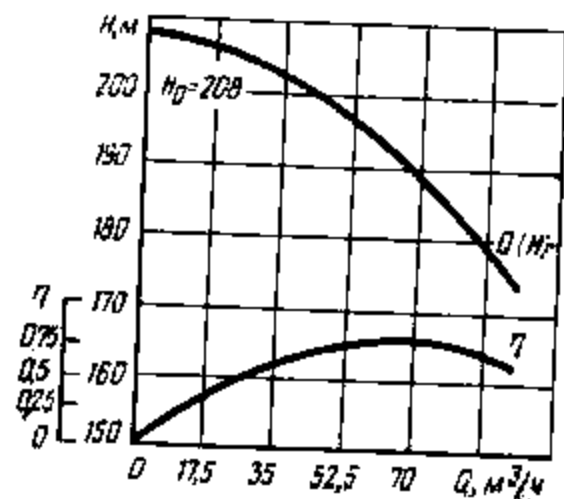


Рис. 1.4. Характеристика насоса (к задачам 1.16 и 1.17)

1.17. Определить рабочий режим насоса, характеристика которого приведена на рис. 1.4, если в сети $H = 180$ м; $Q = 70$ м³/ч; $H_r = 165$ м.

1.18. Определить мощность двигателя вентилятора, если $Q = 18$ м³/с; $p = 800$ Па; $\eta = 0,6$. Вал вентилятора непосредственно соединен с валом двигателя.

1.19. Определить мощность двигателя вентилятора, если $Q = 20$ м³/с; $p = 1400$ Па; $\eta = 0,57$. Вал вентилятора непосредственно соединен с валом двигателя.

1.20. Определить мощность двигателя насоса, если $Q = 300$ м³/ч; $\rho = 1000$ кг/м³; $H = 410$ м; $\eta = 0,69$. Вал насоса непосредственно соединен с валом двигателя.

1.21. Определить мощность двигателя насоса, если $Q = 100$ м³/ч; $\rho = 1050$ кг/м³; $H = 240$ м; $\eta = 0,62$; $\eta_n = 0,9$.

1.22. Определить подачу, давление и мощность при частоте вращения рабочего колеса вентилятора $n_2 = 700$ об/мин, если при $n_1 = 1000$ об/мин: $Q_1 = 50$ м³/с; $p_1 = 2100$ Па; $N_1 = 180$ кВт; $R = \text{const}$.

1.23. Определить частоту вращения колеса турбомашины, соответствующую подаче $Q_2 = 60$ м³/ч; если при $n_1 = 1450$ об/мин: $Q_1 = 50$ м³/ч; $R = \text{const}$.

1.24. Определить частоту вращения колеса вентилятора, соответствующую давлению $p_2 = 3500$ Па, если при $n_1 = 750$ об/мин: $p_1 = 3300$ Па, $R = \text{const}$.

1.25. Определить частоту вращения колеса вентилятора, соответствующую мощности $N_2 = 85$ кВт, если при $n_1 = 960$ об/мин: $N_1 = 65$ кВт; $R = \text{const}$.

1.26. Определить, как изменяется давление, создаваемое вентилятором, и мощность, если подача возрастет на 35 % при $R = \text{const}$.

1.27. Определить, как изменяется подача и давление вентилятора, если потребляемая мощность увеличится в 1,5 раза, $R = \text{const}$.

1.28. Определить давление, создаваемое вентилятором, и мощность

при $Q_2 = 3800$ м³/мин, если при $Q_1 = 3200$ м³/мин: $p_1 = 1600$ Па; $N = 155$ кВт; $R = \text{const}$.

1.29. Определить давление вентилятора и мощность при $Q_2 = 80$ м³/с, если при $p_1 = 1450$ Па: $N_1 = 240$ кВт; $Q_1 = 100$ м³/с; $R = \text{const}$.

2. ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

§ 1. ВЫБОР И РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

Пример расчета 1.6. Рассчитать вентиляторную установку для шахты первой категории по газовому режиму. Требуемая подача установки $Q = 300$ м³/с, минимальное давление $p_{sv \min} = 130$ даПа, максимальное — $p_{sv \max} = 250$ даПа. Срок службы установки — 15 лет.

Решение. 1. Выбор наиболее выгодной установки. С экономической точки зрения для заданных условий наиболее эффективна вентиляторная установка с минимальными приведенными среднегодовыми затратами (р.)

$$C = C_3 + C_8 + C_p + C_3 + C_M + EC_Y, \quad (1.13)$$

где C_3 — среднегодовая стоимость электроэнергии; C_8 — амортизационные отчисления по вентиляторной установке; C_p — годовые затраты на ремонты, ревизии и наладки; C_3 — заработная плата обслуживающего персонала с доплатами и начислениями; C_M, C_Y — стоимость соответственно материалов и вентиляторной установки; $E = 0,15$ — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений в угольной промышленности.

Затраты C_p, C_3 и C_M незначительны по сравнению с капитальными затратами и стоимостью электроэнергии. Кроме того, разница затрат для сравниваемых установок столь мала, что их можно считать одинаковыми. Таким образом,

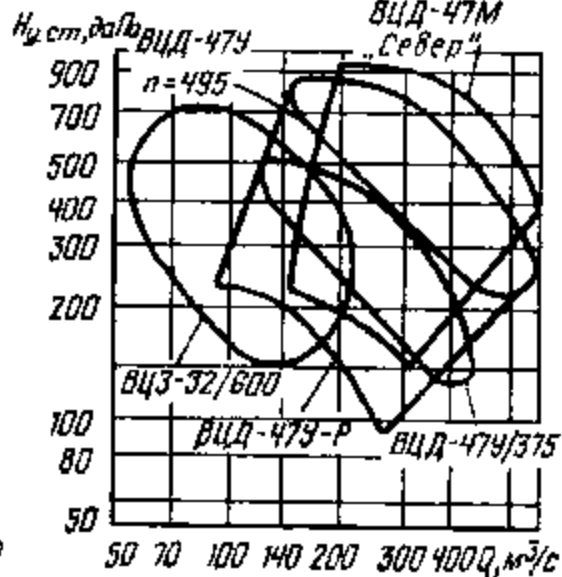
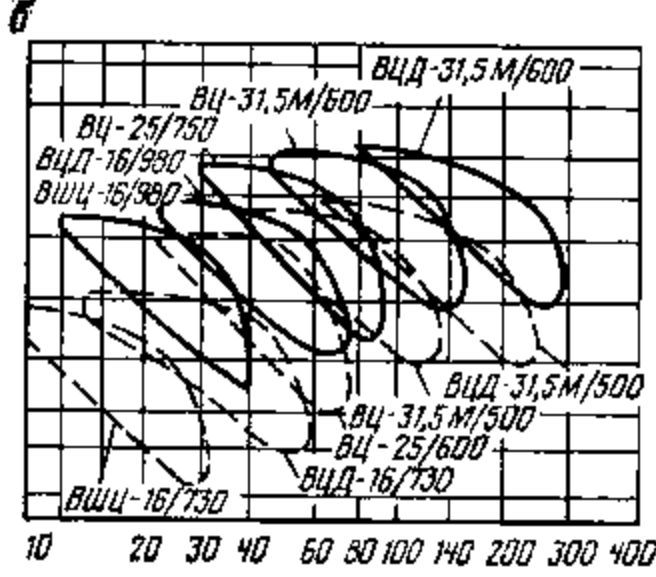
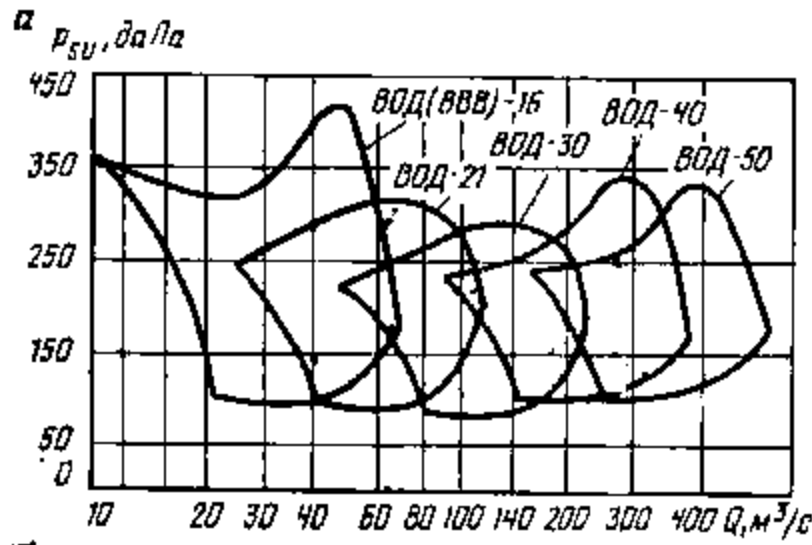
$$C = C_3 + C_8 + EC_Y. \quad (1.14)$$

Среднегодовую стоимость (р.) электроэнергии определяем по двухставочному тарифу — за израсходованную активную энергию и установленную мощность.

Годовую сумму амортизационных отчислений находим по стоимости оборудования согласно номенклатурным справочникам. Стоимость зданий и строительных сооружений определяем по сметам типовых проектов строительства вентиляторных установок. Нормы амортизационных отчислений: для зданий и строительных сооружений — 3,1 %; электропривода — 8,1 %; пускорегулирующей аппаратуры — 19,8 %; механического оборудования — 12,1 %; аппаратуры автоматизации — 19,9 %. Стоимость монтажа составляет ориентировочно 14 % стоимости оборудования.

Рис. 1.5. Сводные графики областей промышленного использования вентиляторов:

а — осевых; б — центробежных



Наносим точки $(Q; p_{sv \min})$ и $(Q; p_{sv \max})$ на сводные графики $Q = f(p_{sv})$ областей промышленного использования вентиляторных установок (рис. 1.5), по которым находим, что в заданных условиях проветривание шахты могут обеспечить вентиляторные установки ВОД-40 и ВОД-50.

Рассчитаем среднегодовые приведенные затраты по этим установкам. По аэродинамическим характеристикам установок определяем к.п.д. и мощность двигателя при $p_{sv \min}$ и $p_{sv \max}$.

Для установки ВОД-40: $\eta_{sv \min} = 0,63$ $\eta_{sv \max} = 0,67$; $\eta_{sv \text{ ср}} = 0,695$; $N = 950$ кВт;
 для установки ВОД-50: $\eta_{sv \min} = 0,67$; $\eta_{sv \max} = 0,78$; $\eta_{sv \text{ ср}} = 0,72$; $N = 950$ кВт.

Ориентировочно для установки ВОД-40 принимаем электродвигатель СДН 16-41-16 мощностью 1000 кВт; $n = 375$ об/мин; $\eta_d = 0,94$; $\cos \varphi_d = 0,9$ и для установки ВОД-50 — электродвигатель СДН 17-31-20 мощностью 1000 кВт; $n = 300$ об/мин; $\eta_d = 0,93$; $\cos \varphi_d = 0,9$.

Среднегодовой расход электроэнергии (кВт · ч) вентиляторной установкой за определенный период эксплуатации

$$W_r = \frac{Q_{\text{ср}} p_{\text{ср}}}{1000 \eta_{\text{ср}} \eta_n \eta_d \eta_c \eta_p} n_d n_{\text{д}} \quad (1.15)$$

где $Q_{\text{ср}} = (Q_{\text{max}} + Q_{\text{min}})/2$ — среднее значение подачи, м³/с; $p_{\text{ср}} = (p_{\text{max}} + p_{\text{min}})/2$ — среднее значение давления, Па; $\eta_{\text{ср}}$ — средний к.п.д. вентиляторной установки в течение расчетного периода эксплуатации; $\eta_n = 0,9 \div 0,95$; $\eta_d = 0,85 \div 0,95$; $\eta_c = 0,95 - 0,98$ — к.п.д. соответственно передачи от двигателя к вентилятору (если она применяется), двигателя и электрической сети; $\eta_p = 0,8 \div 0,9$ — к.п.д. регулирования, учитывающий связанные с ним затраты энергии; $n_{\text{ч}}$ и $n_{\text{д}}$ — число соответственно часов работы вентилятора в сутки и дней его работы в году.

Для вентиляторной установки ВОД-40

$$W_{1r} = \frac{300(1300 + 2500)}{(1000 \cdot 0,695 \cdot 0,94 \cdot 0,95 \cdot 0,8)^2} 24 \cdot 365 = 10056300 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Аналогично для установки ВОД-50 $W_{2r} = 9811800$ кВт · ч. Среднегодовая стоимость электроэнергии (р.)

$$C_3 = W_r k_a + N_y k_y \quad (1.16)$$

где $k_a = 0,01$ р. и $k_y = 36$ р. — стоимость соответственно 1 кВт · ч и годовая 1 кВт · А.

Установленная мощность (кВ · А) двигателя

$$N_y = N / (\eta_d \cos \varphi_d) \quad (1.17)$$

Для установки ВОД-40:

$$N_{1y} = 1000 / (0,94 \cdot 0,9) = 1182 \text{ кВт} \cdot \text{А};$$

$$C_{13} = 10056300 \cdot 0,01 + 1182 \cdot 36 = 144120 \text{ р.}$$

Аналогично для установки ВОД-50: $N_{2y} = 1195$ кВт · А; $C_{23} = 141138$ руб.

Ниже приведены результаты расчета капитальных затрат и амортизационных отчислений для установок.

Тип установки	ВОД-40	ВОД-50
Стоимость, тыс. р.:		
оборудования и монтажа	167,8	195,4
зданий и сооружений	286	386
установки (общие капитальные затраты)	453,8	581,4
Годовые амортизационные отчисления, тыс. р.:		
по оборудованию	20,1	23,4
по зданиям и сооружениям	8,9	12
Суммарные амортизационные отчисления, тыс. р.	29	35

Среднегодовые затраты по формуле (1.14) для установок ВОД-40 и ВОД-50 соответственно:

$$C_1 = C_{13} + C_{1в} + EC_{1у} = 144120 + 29000 + 0,15 \cdot 453800 = 241190 \text{ р.};$$

$$C_2 = 141138 + 35000 + 0,15 \cdot 581400 = 263348 \text{ р.}$$

Таким образом, установка ВОД-40 экономичнее установки ВОД-50, так как среднегодовые затраты при ее применении меньше на 22158 р. Окончательно принимаем установку с двумя вентиляторами ВОД-40 при частоте вращения $n = 375$ об/мин.

2. Регулирование рабочих режимов вентилятора осуществляется изменением углов установки лопастей на рабочих колесах.

3. Характеристики вентиляционной сети. При минимальном и максимальном давлениях сопротивление сети согласно второй из формул (1.3) соответственно:

$$R_{\min} = p_{sv \min} / Q^2 = 1300 / 300^2 = 0,0145;$$

$$R_{\max} = p_{sv \max} / Q^2 = 2500 / 300^2 = 0,0278,$$

откуда уравнения характеристик сети:

$$p_{sv \min} = 0,0145 Q^2$$

$$p_{sv \max} = 0,0278 Q^2$$

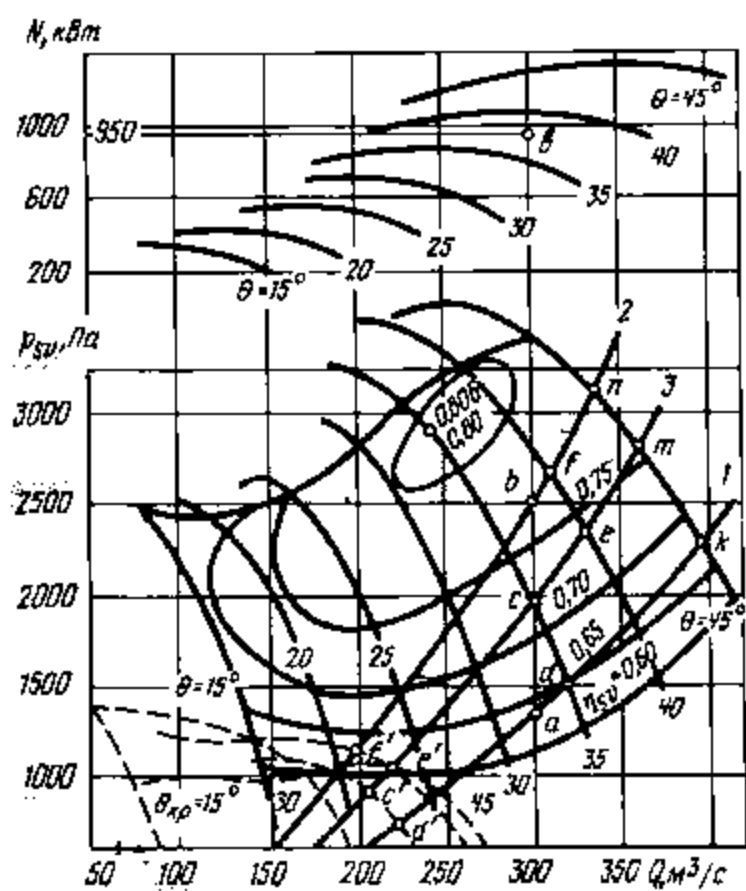


Рис. 1.6. Рабочие режимы вентилятора ВОД-40 (к примеру 1.6)

По этим уравнениям на аэродинамической характеристике вентиляторной установки ВОД-40 строим характеристики 1 и 2 (рис. 1.6) по точкам, рассчитанным для значений Q от 0 до 1,25 требуемой подачи:

Задаваемые значения	0,25Q	0,5Q	0,75Q	Q	1,25Q
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	75	150	225	300	375
$p_{sv \min}, \text{ Па}$	82	326	734	1300	2040
$p_{sv \max}, \text{ Па}$	156	625	1407	2500	3910

4. Определение рабочих режимов. Через точки a и b заданных режимов проводим прямую линию и находим режим c ($Q_c = 300 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_c = 1950 \text{ Па}$; $\eta_c = 0,72$) как точку пересечения линии ab с характеристикой вентилятора, соответствующей углу установки лопастей на рабочих колесах $\theta_k = 35^\circ$, при котором начнется эксплуатация вентилятора (режим d). Таким образом, определились две ступени регулирования рабочих режимов: первая ступень — при значении угла установки лопастей, равном 35° , вторая — 40° (окончание работы — режим f).

Для построения дополнительной характеристики сети, проходящей через точку c , имеем:

$$R_c = p_c / Q_c^2 = 1950 / 300^2 = 0,0217,$$

откуда $p_c = 0,0217 Q^2$.

По этому уравнению строим характеристику 3 вентиляционной сети (рис. 1.6) по точкам, рассчитанным для следующих значений Q :

Задаваемые значения	0,25Q	0,5Q	0,75Q	Q	1,25Q
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	75	150	225	300	375
$p_c, \text{ Па}$	122	488	1098	1950	3052

Характеристика позволяет установить начальные и конечные рабочие режимы установки на ступенях регулирования.

На первой ступени регулирования угол установки лопастей рабочих колес $\theta_1 = 35^\circ$. При этом в начале работы будет обеспечен режим d ($Q_d = 320 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_d = 1500 \text{ Па}$; $\eta_d = 0,65$). При перемещении режима в точку c (режим c) установкой лопастей на угол $\theta_2 = 40^\circ$ осуществляется переход на вторую ступень регулирования. Начальный режим на этой ступени — режим e ($Q_e = 330 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_e = 2350 \text{ Па}$; $\eta_e = 0,74$). Окончание работы на второй ступени регулирования — режим f ($Q_f = 310 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_f = 2650 \text{ Па}$; $\eta_f = 0,77$).

При общей продолжительности работы вентиляторной установки $T = 15$ лет и допущении линейности закона изменения от $p_{sv \min}$ до $p_{sv \max}$ устанавливаем продолжительность работы соответственно на первой и второй ступенях:

$$T_1 = T \frac{p_c - p_b}{p_f - p_b} = 15 \frac{1950 - 1300}{2650 - 1300} = 7,2 \text{ года};$$

$$T_2 = T \frac{p_f - p_c}{p_f - p_b} = 15 \frac{2650 - 1950}{2650 - 1300} = 7,8 \text{ года.}$$

5. Резерв подачи вентилятора определяем режимами k ($Q_k = 390 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_k = 2300 \text{ Па}$) и n ($Q_n = 335 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_n = 3150 \text{ Па}$) при характеристиках 1 и 2 вентиляционной сети и угле установки лопастей на рабочих колесах $\theta = 45^\circ$:

$$\Delta Q_1 = \frac{Q_k - Q_b}{Q_b} 100 = \frac{390 - 300}{300} 100 = 30 \%;$$

$$\Delta Q_2 = 11,7 \%;$$

$\Delta Q_{\text{ср}} = 20,85 \%$, что соответствует нормативному $\Delta Q \geq 20 \%$.

6. Реверсирование вентиляционной струи обеспечивается изменением направления вращения ротора вентилятора с одновременным поворотом лопаток промежуточного направляющего и спрямляющего аппаратов. При этом подача вентилятора в режимах d' , c' , e' и f' равна 225, 205, 220 и 200 $\text{м}^3/\text{с}$, что составляет соответственно 75, 68, 73 и 66 % заданной подачи $Q = 300 \text{ м}^3/\text{с}$.

7. Выбор синхронных электродвигателей. Мощность двигателя на первой и второй ступенях регулирования в режимах c и n по формуле (1.6):

$$N_{\text{min}} = Q_c p_c / 1000 \eta_c = 300 \cdot 1950 / 1000 \cdot 0,72 = 812,5 \text{ кВт};$$

аналогично $N_{\text{max}} = 1370 \text{ кВт}$.

При переходе на вторую ступень регулирования предусматривается замена двигателя.

Технические данные выбранных электродвигателей приведены ниже.

Тип электродвигателя	СДН 16-41-16	СДН 17-39-16
Ступени регулирования	1	2
Мощность N , кВт (кВ·А)	1000 (1180)	1600 (1880)
Частота вращения n , об/мин	375	375
К.п.д. η	0,94	0,9
$\cos \varphi$	0,9	0,9
Напряжение U , В	6000	6000
Коэффициент запаса мощности k_d	1,23	1,17

Здесь $k_d = N/N_{\text{min(max)}}$. Для обоих электродвигателей k_d соответствует рекомендуемому условию $k_d \geq 1,1$.

8. Среднегодовой расход электроэнергии определяем на основании формулы (1.15). На первой ступени регулирования в диапазоне режимов d и c :

$$Q_{1\text{ср}} = (320 + 300) / 2 = 310 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$p_{\text{ср}} = (1500 + 1950) / 2 = 1725 \text{ Па};$$

$$\eta_{1\text{ср}} = (0,65 + 0,72) / 2 = 0,685.$$

Расход энергии

$$W_r = \frac{Q_{1\text{ср}} p_{1\text{ср}} \eta_{1\text{ср}} \eta_d \eta_c \eta_p}{1000 \eta_{1\text{ср}} \eta_d \eta_c \eta_p} = \frac{310 \cdot 1725}{1000 \cdot 0,685 \cdot 0,94 \cdot 0,95 \cdot 0,8} \times$$

$$\times 24 \cdot 365 = 9570300 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

Аналогично на второй ступени в диапазоне режимов e и f :

$$Q_{2\text{ср}} = (330 + 310) / 2 = 320 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$p_{2\text{ср}} = (2350 + 2650) / 2 = 2500 \text{ Па};$$

$$\eta_{2\text{ср}} = (0,74 + 0,77) / 2 = 0,755; \quad W_r = 12908000 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

§ 2. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ НА ОБЩУЮ ВЕНТИЛЯЦИОННУЮ СЕТЬ. ЕСТЕСТВЕННАЯ ТЯГА

Примеры расчета

1.7. Два одинаковых вентилятора ВВД-30 с частотой вращения $n = 500 \text{ об/мин}$ при угле установки лопастей на рабочих колесах $\theta = 35^\circ$ расположены у одного ствола.

Определить рабочие режимы при их параллельной работе на общую вентиляционную сеть, а также каждого из вентиляторов при совместной и индивидуальной работе на эту сеть и прирост подачи при совместной работе относительно индивидуальной, если сопротивление сети $R = 0,01644$.

Решение. Вычерчиваем характеристику 1 (рис. 1.7) вентилятора ВВД-30 с частотой вращения 500 об/мин при угле установки лопастей $\theta = 35^\circ$. Суммарную характеристику 2 получаем удвоением абсцисс характеристики 1 (при разных вентиляторах складываем абсциссы их характеристик). Незначительными сопротивлениями вентиляционных каналов BC и BD пренебрегаем.

По второму из уравнений (1.3) $p = 0,01644 Q^2$. По этому уравнению строим характеристику 3 общего участка AB вентиляционной сети по точкам, рассчитанным для следующих значений Q :

Q , $\text{м}^3/\text{с}$	100	200	300	400
p , Па	164	658	1480	2630

Точка 4 — режим совместной работы вентиляторов ($Q = 330 \text{ м}^3/\text{с}$; $p = 225 \text{ даПа}$; $\eta = 0,75$). Проведя горизонталь до характеристики 1, получим точку 5 — рабочий режим вентилятора при совместной работе на общую сеть ($Q_e = 165 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_e = 225 \text{ даПа}$; $\eta_e = 0,75$). Точка 6 —

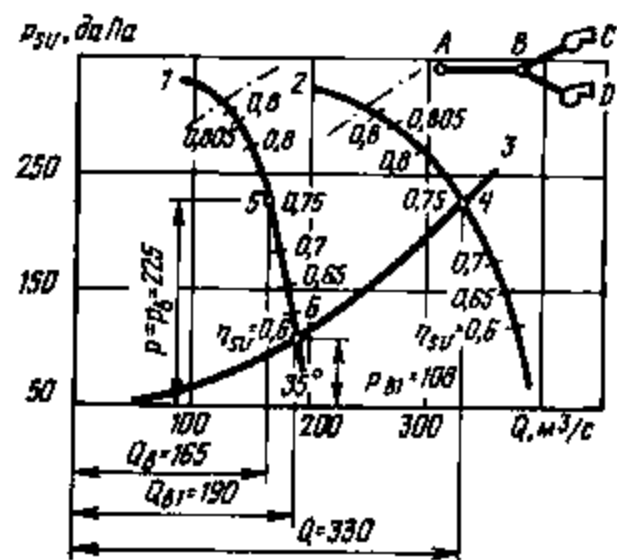


Рис. 1.7. Характеристики вентиляторов и участков сети (к примеру 1.7)

рабочий режим вентилятора при индивидуальной работе его на сеть с характеристикой 3 ($Q_{ст1} = 190 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_{ст1} = 108 \text{ даПа}$; $\eta_{ст1} = 0,55$).

Прирост подачи при совместной работе относительно индивидуальной

$$Q_{пр} = Q - Q_{ст1} = 330 - 190 = 140 \text{ м}^3/\text{с}.$$

1.8. По заданным характеристикам 1 и 2 (рис. 1.8) двух фланговых вентиляторов найти их рабочие режимы, если сопротивления участков сети BC и BD соответственно $R_{BC} = 0,181$, $R_{BD} = 0,0692$, а общего участка $R_{AB} = 0,0208$.

Решение. Характеристики участков вентиляционной сети по третьему из уравнений (1.3):

$$p_{BC} = 0,181Q^2;$$

$$p_{BD} = 0,0692Q^2;$$

$$p_{AB} = 0,0208Q^2.$$

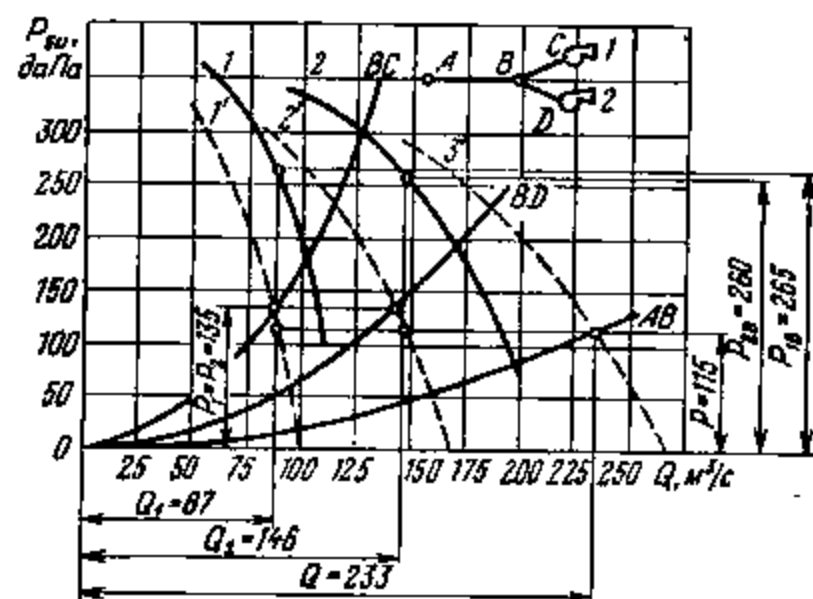


Рис. 1.8. Характеристики вентилятора и участков сети (к примеру 1.8)

По результатам расчетов, приведенным ниже, построены характеристики участков сети.

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	25	50	75	100	
$p_{BC}, \text{ Па}$	0	113	453	1018	1810	
$p_{BD}, \text{ Па}$	0	43	173	389	692	
$p_{AB}, \text{ Па}$	0	13	52	117	208	
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	125	150	175	200	225	250
$p_{BC}, \text{ Па}$	2828	4073	—	—	—	—
$p_{BD}, \text{ Па}$	1081	1557	2119	2768	—	—
$p_{AB}, \text{ Па}$	325	468	637	832	1053	1300

Вычитая ординаты характеристик участков BC и BD соответственно из ординат характеристик 1 и 2 вентиляторов, получаем приведенные к точке B характеристики 1' и 2' вентиляторов.

Для нахождения суммарной характеристики 3 складываем абсциссы характеристик 1' и 2'.

На пересечении характеристики общего участка AB сети с характеристикой 3' определим подачу воздуха ($Q = 233 \text{ м}^3/\text{с}$) и давление ($p = 115 \text{ даПа}$) на участке AB. Вспомогательными построениями находим подачу воздуха и давление на участках: BC — $Q_1 = 87 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_1 = 135 \text{ даПа}$; BD — $Q_2 = 146 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_2 = 135 \text{ даПа}$; давление, создаваемое вентиляторами, $p_{1в} = 265 \text{ даПа}$; $p_{2в} = 260 \text{ даПа}$.

1.9. С учетом влияния положительной естественной тяги $p_e = 60 \text{ даПа}$ определить рабочий режим вентилятора, имеющего характеристику 1 (рис. 1.9). $R = 0,234$.

Решение. Проводим линию 2 положительной естественной тяги $p_e = 60 \text{ даПа}$. Суммируя ординаты характеристик 1 и 2, получим линию 3 — характеристику вентилятора с учетом влияния на его работу естественной тяги.

При отрицательной естественной тяге из ординат характеристики 1 вычитаем ординаты линии 2.

Уравнение характеристики сети по второму из уравнений (1.3) принимает вид:

$$p = 0,234Q^2.$$

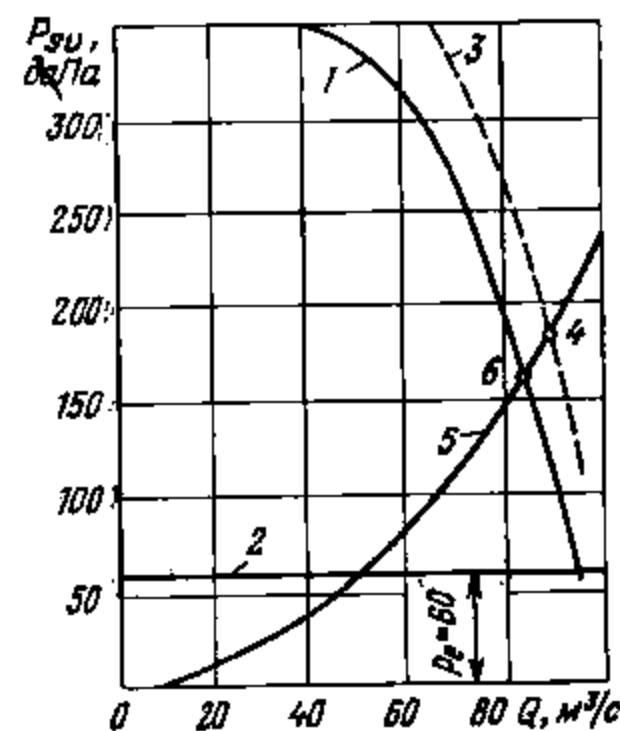


Рис. 1.9. Характеристики вентилятора и внешней сети (к примеру 1.9)

По результатам расчетов, приведенным ниже, строим характеристику 5 внешней сети.

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	20	40	60	80	100
$p, \text{ Па}$	0	94	374	842	1498	2340

Получаем рабочий режим 4 с параметрами $Q_4 = 88 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_4 = 183 \text{ даПа}$. Без влияния естественной тяги вентилятор имеет режим 6: $Q_5 = 84 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_5 = 160 \text{ даПа}$.

§ 3. ВЕНТИЛЯТОРЫ МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

Пример расчета 1.10. Для проветривания выработки длиной $l = 1800 \text{ м}$ необходимо выбрать вентилятор местного проветривания. Подача воздуха у забоя $Q_0 = 5 \text{ м}^3/\text{с}$. Трубы гибкие диаметром $d = 0,9 \text{ м}$.

Решение. Для обеспечения гарантированной подачи воздуха у забоя определяем коэффициенты резервирования подачи k_Q и давления k_p :

$$k_Q = e^{k_1/d}; \quad (1.18)$$

$$k_p = \frac{k_Q^2 - 1}{2 \ln k_Q}, \quad (1.19)$$

где e — основание натурального логарифма; k — коэффициент, учитывающий аэродинамическое сопротивление и герметичность трубопровода (см. табл. 1.1); l — длина труб, м; d — диаметр труб, м.

По формулам (1.18) и (1.19)

$$k_Q = 2,719 \frac{3,1 \cdot 10^{-4} \cdot 1800}{0,9} = 1,86;$$

$$k_p = \frac{1,86^2 - 1}{2 \ln 1,86} = 1,98.$$

Таблица 1.1

Диаметр труб, м	Коэффициент $k \cdot 10^{-4}$	Сопротивление трубопровода с трубами		Диаметр труб, м	Коэффициент $k \cdot 10^{-4}$	Сопротивление трубопровода с трубами	
		жесткими	гибкими			жесткими	гибкими
0,3	10,2	13,0	11,7	0,8	3,5	0,0749	0,067
0,4	7,4	2,87	2,58	0,9	3,1	0,0404	0,0364
0,5	5,8	0,885	0,796	1,0	2,8	0,0233	0,021
0,6	4,8	0,339	0,305	1,1	2,5	0,014	0,0127
0,7	4,05	1,161	1,144	1,2	2,3	0,009	0,0081

Подача вентилятора

$$Q = k_Q Q_0, \quad (1.20)$$

или

$$Q = 1,86 \cdot 5 = 9,3 \text{ м}^3/\text{с} = 558 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Давление (Па), создаваемое вентилятором,

$$p = k_p R l Q_0^2, \quad (1.21)$$

где R — сопротивление трубопровода, зависящее от материала и диаметра труб, качества сборки трубопровода (см. табл. 1.6). Подставляя заданные значения, получим:

$$p = 1,98 \cdot 0,0364 \cdot 1800 \cdot 5^2 = 3243 \text{ Па}.$$

По аэродинамическим характеристикам вентиляторов местного проветривания находим, что рабочий режим с $Q = 558 \text{ м}^3/\text{мин}$ и $p = 324 \text{ даПа}$ могут обеспечить вентиляторы: ВМ-8М (угол установки направляющего аппарата $\theta_{н.а.} = 0^\circ$; $\eta = 0,75$; $N = 35 \text{ кВт}$) и ВЦ-7 (угол установки закрылков $\theta_3 = 5^\circ$; $\eta = 0,62$; $N = 48 \text{ кВт}$).

Задачи

1.30. Исходя из минимума затрачиваемой энергии выбрать по среднему за период эксплуатации к.п.д. вентиляторную установку, если $Q = 55 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_{sv \text{ min}} = 150 \text{ даПа}$; $p_{sv \text{ max}} = 200 \text{ даПа}$. Установить способ и ступени регулирования рабочих режимов, определить средний резерв подачи установки за период эксплуатации.

1.31. Исходя из минимума затрачиваемой энергии выбрать вентиляторную установку по среднему за период эксплуатации к.п.д., если $Q = 300 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_{sv \text{ min}} = 200 \text{ даПа}$; $p_{sv \text{ max}} = 350 \text{ даПа}$. Установить способ и пределы регулирования рабочих режимов.

1.32. Выбрать вентиляторную установку для условий: $Q = 400 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_{sv \text{ min}} = 125 \text{ даПа}$; $p_{sv \text{ max}} = 225 \text{ даПа}$. Указать способ и ступени регулирования рабочих режимов. Определить средние за период эксплуатации к.п.д. и резерв подачи установки.

1.33. Выбрать вентиляторную установку для условий: $Q = 40 \text{ м}^3/\text{с}$; $p_{sv \text{ min}} = 140 \text{ даПа}$; $p_{sv \text{ max}} = 300 \text{ даПа}$. Указать способ и ступени регулирования рабочих режимов. Определить средний к.п.д. за период эксплуатации установки.

1.34. Вентилятор ВВД-40 работает с $n = 375 \text{ об/мин}$ при установке лопастей на рабочих колесах, под углом 30° . В начале работы $Q_1 = 250 \text{ м}^3/\text{с}$, в конце — $Q_2 = 200 \text{ м}^3/\text{с}$. Определить по аэродинамической характеристике и расчетом необходимую мощность двигателя в конце работы вентилятора и среднегодовой расход энергии за период эксплуатации установки. Принять к.п.д. двигателя $\eta_d = 0,93$, регулирования $\eta_p = 0,8$, электрической сети $\eta_c = 0,95$.

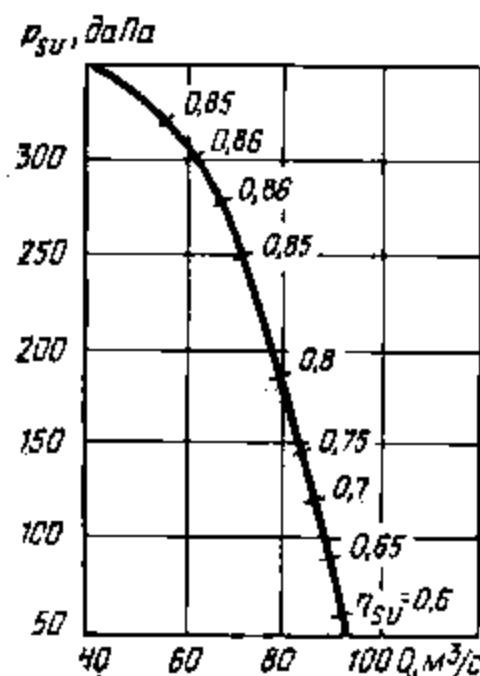


Рис. 1.10. Характеристика вентилятора (к задачам 1.38, 1.39, 1.41)

1.35. Вентилятор ВЦ-31,5 М, имеющий частоту вращения $n = 600$ об/мин, работает при установке лопастей направляющего аппарата под углом 20° . В начале работы $p_1 = 300$ даПа, в конце — $p_2 = 400$ даПа; $\eta_d = 0,91$; $\eta_c = 0,92$; $\eta_p = 0,83$.

Определить по аэродинамической характеристике и расчетом мощность двигателя в конце работы установки, а также среднегодовой расход энергии за период ее эксплуатации.

1.36. Вентилятор ВЦД-47У-Р при подаче $Q = 250$ м³/с в начале эксплуатации работает с $n_1 = 300$ об/мин, в конце — $n_2 = 400$ об/мин. $\eta_d = 0,92$, $\eta_c = 0,96$, $\eta_p = 0,9$.

Определить по аэродинамической характеристике и расчетом необходимую мощность двигателя в конце работы установки, а также среднегодовой расход энергии за период ее эксплуатации.

1.37. Вентилятор ВОД-11П за период эксплуатации имеет две ступени регулирования: на первой при $\theta = 30^\circ$ продолжительность работы $T_1 = 7$ лет; на второй при $\theta = 35^\circ$ $T_2 = 8$ лет. Подача установки в начале и конце работы на каждой ступени $Q_n = 22$ м³/с; $Q_k = 20$ м³/с; $\eta_d = 0,94$; $\eta_c = 0,95$; $\eta_p = 0,8$.

Определить по аэродинамической характеристике и расчетом мощность двигателя в конце работы на каждой ступени, среднегодовой расход энергии по ступеням, расход энергии за период эксплуатации на каждой ступени и за весь срок службы установки.

1.38. Два одинаковых вентилятора, характеристика которых дана на рис. 1.10, установлены у одного ствола.

Определить: рабочие режимы при параллельной их работе на общую вентиляционную сеть, и каждого из вентиляторов при совместной и индивидуальной работе на эту сеть; прирост подачи при совместной работе относительно индивидуальной, если $R = 0,0926$.

1.39. Решить задачу 1.38 при $R = 0,1627$.

1.40. Решить пример 1.8 при $R_{BC} = 0,15$, $R_{BD} = 0,049$, $R_{AB} = 0,0247$.

1.41. Два одинаковых вентилятора (см. рис. 1.10) работают на флангах шахтного поля. Определить их рабочие режимы, если $R_{BC} = R_{BD} = 0,208$; $R_{AB} = 0,0926$.

1.42. Определить рабочий режим вентилятора, имеющего характеристику f (см. рис. 1.9), с учетом отрицательной естественной тяги $p_e = -60$ даПа, если $R = 0,234$.

1.43. Определить давление и подачу вентилятора местного проветривания и выбрать его, если $Q_0 = 4,5$ м³/с, $l = 1000$ м, трубы жесткие $d = 0,8$ м.

1.44. Определить давление и подачу вентилятора местного проветривания и выбрать его, если $Q_0 = 3,5$ м³/с, $l = 100$ м, трубы гибкие, $d = 0,6$ м.

3. ВОДООТЛИВНЫЕ УСТАНОВКИ

§ 1. РАСЧЕТ ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ

Примеры расчета

1.11. Рассчитать главную водоотливную установку на горизонте 510 м. Нормальный приток воды $Q_{н.п} = 180$ м³/ч. Максимальный приток в течение шести недель $Q_{max п} = 210$ м³/ч. Вода нейтральная. Срок службы трубопровода $T = 10$ лет.

Решение. 1. Выбор насоса. Требуемая расчетная подача насоса согласно ПБ

$$Q_p = 24 Q_{н.п} / 20,16 \quad (1.22)$$

т.е. $Q_p = 24 \cdot 180 / 20 = 216$ м³/ч.

Приняв ориентировочную высоту всасывания 3 м, превышение расположения труб над уровнем устья ствола шахты 1 м, определяем геометрический напор: $H_r = 510 + 3 + 1 = 514$ м.

Ориентировочный напор насоса

$$H_{op} = 1,1 H_r \quad (1.23)$$

или $H_{op} = 1,1 \cdot 514 \approx 565$ м.

Заданным условиям удовлетворяют насосы ЦНС 300-650 ÷ 1040 и ЦНС 300-120 ÷ 600 (см. прил. 1). Технологическая схема водоотливной установки с насосами ЦНС 300-650 ÷ 1040 сложнее, так как они работают с подкачивающими насосами.

Предусматриваем установку трех насосов ЦНС 300-120 ÷ 600, имеющих в оптимальном режиме подачу $Q_{опт} = 300$ м³/ч при напоре на колесо $H_k = 60$ м. Напор колеса при нулевой подаче $H_{к0} = 66,9$ м. Частота вращения $n = 1500$ об/мин.

Необходимое число последовательно соединенных рабочих колес насоса

$$Z_{к.р} = H_{ор} / H_{к'} \quad (1.24)$$

или $Z_{к.р} = 565/60 = 9,42$.

Принимаем $Z_{к} = 10$.

Оптимальный напор насоса

$$H_{опт} = Z_{к} H_{к'} \quad (1.25)$$

или $H_{опт} = 10 \cdot 60 = 600$ м.

Окончательно принимаем насос ЦНС 300-600.

Напор насоса при нулевой подаче

$$H_0 = Z_{к} H_{к0} \quad (1.26)$$

или $H_0 = 10 \cdot 66,9 = 669$ м.

По условию устойчивой работы

$$H_r \leq 0,95 H_0 \quad (1.27)$$

или $H_r \leq 0,95 \cdot 669 = 636$ м.

514 < 636, вариант приемлем.

2. Расчет трубопровода. Предусматриваем оборудование водотливной установки двумя напорными трубопроводами, закольцованными в насосной камере в коллектор. Приняв типовую насосную камеру, составляем схему трубопроводов (рис. 1.11, а).

Длина подводящего трубопровода $l_n = l_{1-2} = 13$ м. В его арматуру входят приемная сетка с клапаном и три колена.

Напорный трубопровод складывается из двух участков:

$$l_{1н} = l_{2-5} \text{ и } l_{2н} = l_{5-6}$$

Для уменьшения гидравлических потерь на участке $l_{2н}$ напорного

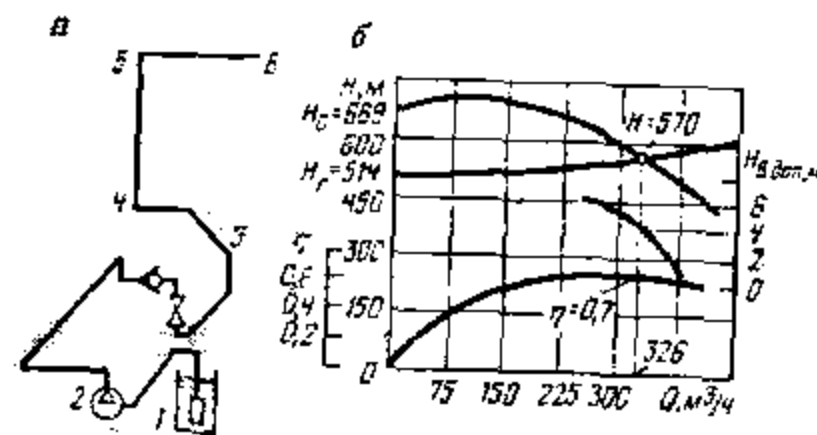


Рис. 1.11. Схема трубопровода (а) и рабочий режим насоса (б) (к примеру 1.11)

трубопровода на поверхности от ствола до очистных сооружений принимаем трубы большего диаметра, чем на участке $l_{1н}$.

Приняв длины участков в камере $l_{2-3} = 30$ м, в трубном ходке $l_{3-4} = 35$ м и превышение трубного ходка над уровнем околоствольного двора 7 м, определяем длину напорного трубопровода $l_{1н}$:

$$l_{1н} = 510 + 30 + 35 - 7 = 568 \text{ м.}$$

В его арматуру входят: одна задвижка, один обратный клапан, два тройника и восемь колен.

Длина участка напорного трубопровода $l_{2н} = 150$ м, его арматура состоит из одного диффузора и двух колен. Оптимальный диаметр напорного трубопровода на участке $l_{1н}$

$$d_{опт} = k Q_{опт}^{0,476} \quad (1.28)$$

или $d_{опт} = 1 \cdot 0,0131 \cdot 300^{0,476} = 0,198$ м,

где k — коэффициент, зависящий от числа напорных трубопроводов: при двух трубопроводах $k = 1$, при трех $k = 0,752$.

Принимаем трубы с наружным диаметром $D = 219$ мм (см. прил. 2). Требуемая толщина (мм) стенки трубы

$$\delta = \frac{100 [k_1 D p + (a_1 + a_2) T]}{100 - k_c} \quad (1.29)$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий прочностные свойства материала труб (для стали 20 $k_1 = 2,27$, для стали Ст. 3 $k_1 = 2,52$); D — наружный диаметр трубы, м; p — давление в нижней части колонны труб, МПа; a_1 — скорость коррозионного износа наружной поверхности труб, мм/год (при ведении взрывных работ в шахте $a_1 = 0,25$, при отсутствии $a_1 = 0,15$); a_2 — скорость коррозионного износа внутренней поверхности труб, мм/год (при нейтральных или щелочных водах $a_2 = 0,1$, при кислотных водах с водородным показателем $pH = 6 \div 7$ $a_2 = 0,2$; при $pH = 5 \div 6$ $a_2 = 0,4$); T — срок службы трубопровода, лет; k_c — коэффициент, учитывающий минусовый допуск толщины стенки (для труб обычной точности изготовления при толщине стенки до 15 мм $k_c = 15\%$, при толщине 15 — 30 мм $k_c = 12,5\%$).

Толщина стенок труб может быть переменной по длине трубопровода, возрастая с увеличением давления в направлении от поверхности к насосу. Рекомендуется принимать участки труб с различной толщиной и давлениями в них 4,0; 6,3; 10 и 16,0 МПа.

Принимаем материал труб Ст. 3, давление у напорного патрубка насоса $p = 6$ МПа, $a_1 = 0,25$. Тогда толщина стенки труб напорного трубопровода на участке $l_{1н}$ по формуле (1.29)

$$\delta = \frac{100 [2,52 \cdot 0,219 \cdot 6 + (0,25 + 0,1) 10]}{100 - 15} = 8,01 \text{ мм.}$$

Принимаем толщину стенки $\delta = 9$ мм.

Таким образом, для напорного трубопровода $l_{1н}$ принимаем трубы бесшовные горячедеформированные с внутренним диаметром $d_{1н} = 201$ мм.

Для обеспечения большей надежности всасывания диаметр подводящего трубопровода принимаем на 25 – 50 мм больше напорного, а трубы для него с наружным диаметром $D_n = 273$ мм и внутренним диаметром $d_n = 259$ мм. Такими же принимаем диаметры труб на участке напорного трубопровода $l_{2н}$, т.е. $d_{2н} = d_n = 259$ мм.

Скорость воды в подводящем трубопроводе и на участке напорного трубопровода

$$v_n = v_{2н} = 4Q/\pi d_n^2 \quad (1.30)$$

или $v_n = v_{2н} = 4 \cdot 30/3600 \cdot 3,14 \cdot 0,259^2 = 1,58$ м/с.

То же на участке $l_{1н}$ напорного трубопровода:

$$v_{1н} = 4Q/\pi d_{1н}^2 = 4 \cdot 300/3600 \cdot 3,14 \cdot 0,201^2 = 2,63$$
 м/с.

Коэффициент гидравлического трения в подводящем трубопроводе и на участке $l_{2н}$ напорного трубопровода

$$\lambda_n = \lambda_{2н} = 0,021/d_n^{0,3}, \quad (1.31)$$

или $\lambda_n = \lambda_{2н} = 0,021/0,259^{0,3} = 0,03149$.

То же на участке $l_{1н}$ напорного трубопровода:

$$\lambda_{1н} = 0,021/d_{1н}^{0,3} = 0,021/0,201^{0,3} = 0,03398.$$

Коэффициенты местных сопротивлений принимаем из табл. 1.2.

Суммарные коэффициенты местных сопротивлений в подводящем трубопроводе и на участках $l_{1н}$ и $l_{2н}$ напорного трубопровода:

$$\Sigma \xi_n = 4,5 + 3 \cdot 0,6 = 6,3;$$

$$\Sigma \xi_{1н} = 0,26 + 10 + 2 \cdot 1,5 + 8 \cdot 0,6 = 18,06;$$

$$\Sigma \xi_{2н} = 0,25 + 2 \cdot 0,6 = 1,45.$$

Потери напора в подводящем трубопроводе и на участках $l_{1н}$ и $l_{2н}$ напорного трубопровода:

$$h_n = (\lambda_n \frac{l_n}{d_n} + \Sigma \xi_n) \frac{v_n^2}{2g}, \quad (1.32)$$

или $h_n = (0,03149 \frac{13}{0,259} + 6,3) \frac{1,58^2}{2 \cdot 9,81} \approx 1$ м;

Таблица 1.2

Арматура	Диаметр условного прохода d_v , мм	Коэффициент местного сопротивления ξ
Задвижка	80 – 400	0,26
Клапан обратный поворотный	80 – 400	10
Приемная сетка с клапаном	100	7
	150	8
	200	5,2
	250	4,5
	300	3,7
Колено сварное (под углом 90°)	80 – 300	0,6
Тройник равнопроходный	80 – 300	1,5
Диффузор	$d_1/d_2 = 0,5 \div 0,8$	0,25
Конфузор	$d_1/d_2 = 1,2 \div 1,65$	0,2

$$h_{1н} = (\lambda_{1н} \frac{l_{1н}}{d_{1н}} + \Sigma \xi_{1н}) \frac{v_{1н}^2}{2g} =$$

$$= (0,03398 \frac{568}{0,201} + 18,06) \frac{2,63^2}{2 \cdot 9,81} = 40,22$$
 м;

$$h_{2н} = (\lambda_{2н} \frac{l_{2н}}{d_{2н}} + \Sigma \xi_{2н}) \frac{v_{2н}^2}{2g} =$$

$$= (0,03149 \frac{150}{0,259} + 1,45) \frac{1,58^2}{2 \cdot 9,81} = 2,5$$
 м.

Суммарные потери в трубопроводе $\Sigma h = 1 + 40,22 + 2,5 = 43,72$ м.
Принимаем $\Sigma h = 44$ м.

Напор насоса

$$H = H_r + \Sigma h, \quad (1.33)$$

или $H = 514 + 44 = 558$ м.

Из формулы (1.2)

$$R = (H - H_r)/Q^2 = (558 - 514)/300^2 = 0,0004889.$$

Следовательно, $H = 514 + 0,0004889Q$.

По этому уравнению в координатных осях $Q - H$ строим характеристику трубопровода по точкам, рассчитанным для следующих значений Q :

Q , м ³ /ч	0	75	150	225	300	375
H , м	514	517	525	539	558	583

3. Рабочий режим насоса. На рис. 1.11, б показаны характеристика насоса ЦНС 300-600 и характеристика трубопровода. По точке пересечения их устанавливаем рабочий режим насоса: $Q = 326 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H = 570 \text{ м}$; $\eta = 0,7$; $H_{в.доп} = 4 \text{ м}$. Режим находится в рабочей части характеристики в границах $220 - 380 \text{ м}^3/\text{ч}$.

К.п.д. трубопровода по формуле (1.4)

$$\eta_T = 514/570 = 0,902.$$

4. Проверка вакуумметрической высоты всасывания. Геометрическая высота всасывания принята ориентировочно 3 м. Действительная высота всасывания

$$H_{в} = 3 + h_{п} = 3 + 1 = 4 \text{ м}.$$

По характеристике насоса в рабочем режиме $H_{в.доп} = 4 \text{ м}$, следовательно, соблюдается условие $H_{в} \leq H_{в.доп}$.

5. Мощность двигателя, расход и стоимость энергии, к.п.д. водоотливной установки. По формуле (1.7) расчетная мощность двигателя

$$N_p = \frac{326 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 570}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,7} = 723 \text{ кВт}.$$

Принимаем электродвигатель ВАО 630М4 ($N = 800 \text{ кВт}$; $n_c = 1500 \text{ об/мин}$; $\eta_d = 0,95$; $\cos \varphi_d = 0,9$).

Коэффициент запаса мощности двигателя

$$k_d = N/N_p = 800/723 = 1,107,$$

что допустимо.

Число часов работы насоса в сутки при откачивании нормального притока

$$n_{ч.н} = 24Q_{н.п}/Q, \quad (1.34)$$

или $n_{ч.н} = 24 \cdot 180/326 = 13,25 \text{ ч}$.

То же при максимальном притоке:

$$n_{ч.макс} = 24Q_{макс.п}/Q = 24 \cdot 210/326 = 15,46 \text{ ч}.$$

Годовой расход электроэнергии

$$W_r = \frac{Q \rho g H}{1000 \eta \eta_d \eta_c} (n_{ч.н} n_{д.н} + n_{ч.макс} n_{д.макс}), \quad (1.35)$$

$$\text{или } W_r = \frac{326 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 570}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,7 \cdot 0,95 \cdot 0,95} (13,25 \cdot 323 + 15,46 \cdot 42) =$$

$$= 3950742 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

где η_d и η_c — к.п.д. двигателя и электрической сети; $n_{д.н}$ и $n_{д.макс}$ — число дней в году с нормальным и максимальным притоком.

Установленная мощность двигателя по формуле (1.17)

$$N_y = 800/(0,95 \cdot 0,9) = 936 \text{ кВт} \cdot \text{А}.$$

Стоимость энергии по формуле (1.16)

$$C_y = 3950742 \cdot 0,01 + 936 \cdot 36 = 73203 \text{ р}.$$

Годовой приток воды

$$A_{в} = 24(Q_{н.п} n_{д.н} + Q_{макс.п} n_{д.макс}), \quad (1.36)$$

или $A_{в} = 24(180 \cdot 323 + 210 \cdot 42) = 1607040 \text{ м}^3$.

Удельный расход электроэнергии (на 1 м^3 откачиваемой воды)

$$W_{yA} = W_r/A_{в}, \quad (1.37)$$

или $W_{yA} = 3950742/1607040 = 2,458 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$.

Полезный расход электроэнергии на 1 м^3 откачиваемой воды

$$W_{п} = \frac{\rho g H_r}{3600 \cdot 1000}, \quad (1.38)$$

$$W_{п} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 514}{3600 \cdot 1000} = 1,4 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3.$$

К.п.д. водоотливной установки

$$\eta_y = W_{п}/W_{yA}, \quad (1.39)$$

или $\eta_y = 1,4/2,458 = 0,57$.

С другой стороны,

$$\eta_y = \eta \eta_d \eta_T \eta_c, \quad (1.40)$$

или $\eta_y = 0,7 \cdot 0,95 \cdot 0,902 \cdot 0,95 = 0,57$.

1.12. Используя условие и результаты задачи 1.67, определить годовой расход энергии водоотливной установкой, а также к.п.д. установки по удельным энергетическим затратам и по к.п.д. ее элементов, если $Q_{н.п} = 239 \text{ м}^3/\text{ч}$, $Q_{макс.п} = 290 \text{ м}^3/\text{ч}$ в течение $n_{д.макс} = 35$ дней; к.п.д. двигателя главного насоса $\eta_d = 0,93$; подкачивающего насоса $\eta_{1д} = 0,89$; $\eta_c = 0,95$.

Решение. По индивидуальной характеристике подкачивающего насоса ВП-340 при $Q_1 = Q = 332 \text{ м}^3/\text{ч}$ находим напор $H_1 = 18,6 \text{ м}$; $\eta_1 = 0,56$.

Число часов работы установки в сутки при откачивании нормального и максимального притоков по формуле (1.34) $n_{ч.н} = 17,28 \text{ ч}$; $n_{ч.макс} = 20,96 \text{ ч}$.

На основании формулы (1.35)

$$W_r = \frac{Q \rho g}{1000 \eta_c} \left(\frac{H}{\eta \eta_d} + \frac{H_1}{\eta_1 \eta_{1d}} \right) (\eta_{ч.н} \eta_{д.н} + \eta_{ч.н \max} \eta_{д.н \max}) \quad (1.41)$$

т.е. $W_r = \frac{332 \cdot 1000 \cdot 9,81}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,95} \left(\frac{868}{0,76 \cdot 0,93} + \frac{18,6}{0,66 \cdot 0,89} \right) (17,28 \cdot 330 + 20,96 \cdot 35) = 7755704 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$

Годовой приток воды по формуле (1.36) $A_{\text{в}} = 2136480 \text{ м}^3$.

Расход энергии на 1 м³ откачиваемой воды по формулам (1.37)

и (1.38): $W_{\text{уд}} = 3,63 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$; $W_{\text{п}} = 2,207 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$.

К.п.д. водоотливной установки по формуле (1.39) $\eta_y = 0,61$.

Суммарный напор установки

$$H_y = H + H_1 = 868 + 18,6 \approx 887 \text{ м.}$$

К.п.д. трубопровода по формуле (1.4)

$$\eta_r = H_r / H_y = 810 / 887 = 0,91.$$

К.п.д. установки по формуле (1.40) $\eta_y = 0,61$.

§ 2. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАСОСОВ НА ОБЩИЙ ТРУБОПРОВОД

Примеры расчета

1.13. Два насоса ЦНС 300-600 работают параллельно на общий трубопровод. Определить рабочие режимы: совместной работы насосов; каждого из насосов при совместной работе и индивидуальной работы одного насоса на данный трубопровод, если $H_r = 510 \text{ м}$, $R = 0,002$.

Решение. Напорные характеристики 1 и 2 (рис. 1.12) двух одинаковых насосов наложились одна на другую. Суммарную характеристику 3 получаем удвоением абсцисс характеристики 1.

Характеристику 4 трубопровода строим в соответствии с уравнением

$$H = 510 + 0,0002Q^2$$

по точкам, рассчитанным для следующих значений Q :

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	150	300	450	600	750
$H, \text{ м}$	510	515	528	550	582	622

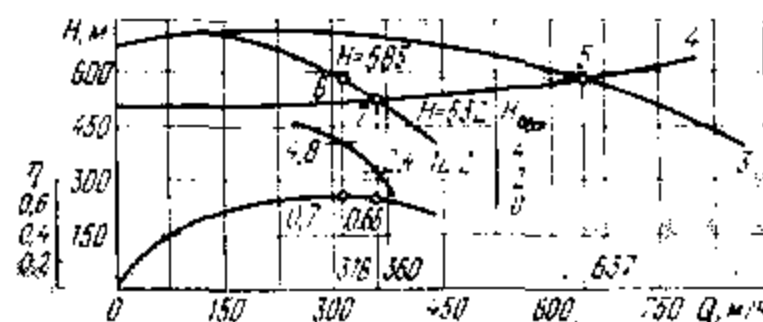


Рис. 1.12. Характеристики и рабочие режимы насоса (к примеру 1.13)

Точка 5 пересечения характеристики 4 с суммарной характеристикой 3 – рабочий режим параллельной работы двух насосов на общий трубопровод ($Q = 637 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H = 585 \text{ м}$). Дополнительными построениями получим точку 6 – рабочий режим одного насоса при совместной работе ($Q = 318 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H = 585 \text{ м}$; $\eta = 0,7$; $H_{\text{в. доп}} = 4,8 \text{ м}$) и точку 7 – рабочий режим одного насоса при индивидуальной работе на заданный трубопровод ($Q = 360 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H = 532 \text{ м}$; $\eta = 0,66$; $H_{\text{в. доп}} = 2,4 \text{ м}$).

1.14. Два насоса ЦНС 300-120 ÷ 600, расположенные на отметках А и В (рис. 1.13) горизонтов 490 и 870 м, включены в схему последовательной работы.

Выбрать число рабочих колес и режим совместной работы насосов, если сопротивления трубопроводов на участках АВ и ВС: $R_{\text{AB}} = 0,0002222$, $R_{\text{BC}} = 0,0005$.

Решение. Геометрические высоты подачи насосов $H_{1г} = 380 \text{ м}$, $H_{2г} = 490 \text{ м}$. Ориентировочный напор насоса, расположенного на отметке А, по формуле (1.23)

$$H_{1\text{ор}} = 1,1 H_{1г} = 1,1 \cdot 380 = 418 \text{ м.}$$

Необходимое число рабочих колес:

$$Z_k = H_{1\text{ор}} / H_k = 418 / 60 = 6,9.$$

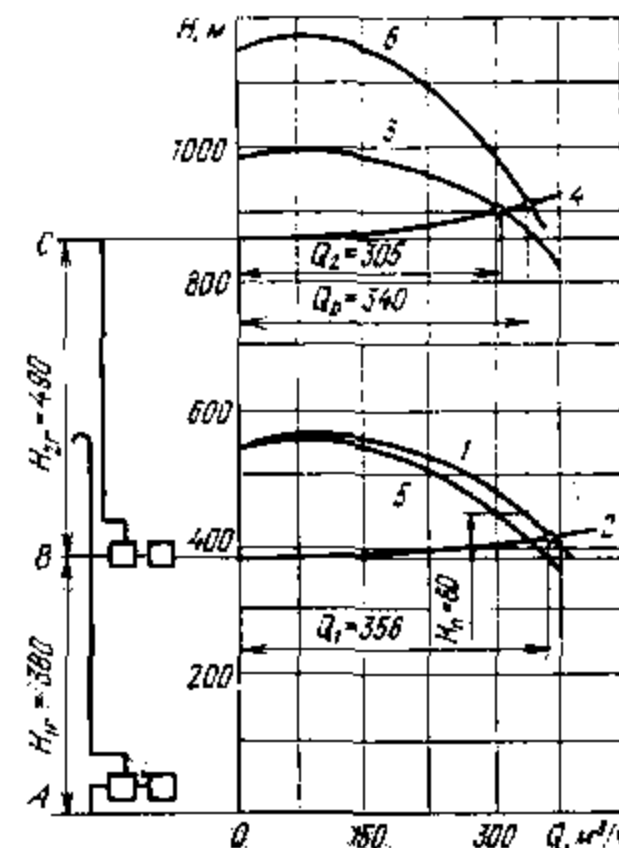


Рис. 1.13. Диаграммы работы последовательно соединенных насосов, расположенных на различных горизонтах (к примеру 1.14)

Принимаем $Z_k = 7$, но для обеспечения нужного подпора, создаваемого нижним насосом, следует принять $Z_k = 8$ и насос ЦНС 300 – 480. Аналогично для верхнего насоса

$$H_{2ор} = 1,1H_{2г} = 1,1 \cdot 490 = 539 \text{ м.}$$

$$Z_k = H_{2ор} / H_k = 539 / 60 = 8,98.$$

Принимаем $Z_k = 9$ и насос ЦНС 300 – 540. В соответствии с уравнениями:

$$H_1 = 380 + 0,0002222Q^2;$$

$$H_2 = 490 + 0,0005Q^2,$$

по результатам расчетов, приведенным ниже, строим характеристики 2 и 4 (см. рис. 1.13) трубопроводов АВ и ВС.

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	75	150	225	300	375
$H_1, \text{ м}$	380	381	385	391	400	411
$H_2, \text{ м}$	490	492	501	515	535	560

Если рассматривать насосы как не зависящие друг от друга, то рабочий режим $Q_1 = 356 \text{ м}^3/\text{ч}$ нижнего насоса определится пересечением его характеристики 1 с характеристикой 2 трубопровода АВ, а верхнего насоса -- пересечением его характеристики 3 с характеристикой 4 трубопровода ВС ($Q_2 = 305 \text{ м}^3/\text{ч}$). Условие $Q_2 < Q_1$ соблюдается.

Приняв за начало отсчета отметку В, вычитанием ординат характеристики 2 (без учета геометрической высоты $H_{1г}$) из соответствующих ординат характеристики 1 получим приведенную характеристику 5 нижнего насоса к отметке В, а сложением ординат характеристик 5 и 3 -- суммарную характеристику 6 насосов. Рабочий режим совместной работы двух насосов ($Q_p = 340 \text{ м}^3/\text{ч}$) находим на пересечении характеристик 4 и 6. Условие $Q_2 < Q_p < Q_1$ соблюдается. Подпор верхнего насоса $H_p = 60 \text{ м}$, т.е. соблюдается условие, по которому подпор должен быть равен напору одного рабочего колеса.

Задачи

1.45. Выбрать насос для работы на горизонте 380 м; нормальный приток воды $Q_{н.п} = 145 \text{ м}^3/\text{ч}$.

1.46. Выбрать насос для работы на горизонте 910 м. Нормальный приток воды $Q_{н.п} = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$.

1.47. Выбрать насос для работы на горизонте 410 м. Нормальный приток воды $Q_{н.п} = 81 \text{ м}^3/\text{ч}$.

1.48. Выбрать трубы необходимого диаметра и определить толщину их стенок, если подача насоса $Q = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор $H = 441 \text{ м}$, степень кислотности шахтных вод $pH = 6,5$, в шахте ведутся взрывные работы.

Напорных трубопроводов в стволе два, срок их службы 15 лет, материал труб -- сталь 20.

1.49. Насос с напором $H = 1030 \text{ м}$ работает на трубопровод, проложенный в вертикальном стволе и секционированный по толщине стенок на уровнях (считая от устья ствола) отметок 400 м и 630 м. Определить толщину стенок в каждой колонне труб, если наружный диаметр трубопровода $D = 245 \text{ мм}$, материал труб Ст. 3, срок службы трубопровода 20 лет. Степень кислотности шахтных вод $pH = 7$. В шахте ведутся взрывные работы.

1.50. Определить потери напора в напорном трубопроводе, необходимый напор насоса ЦНС 180 – 85 ÷ 425, число рабочих колес и его рабочий режим, если $H_r = 370 \text{ м}$, $l = 440 \text{ м}$, $d = 160 \text{ мм}$. Арматура трубопровода: две задвижки, один тройник, один обратный клапан и шесть колен. Потерями в подводящем трубопроводе пренебречь.

1.51. Определить потери напора в напорном трубопроводе, необходимый напор насоса ЦНС 300 – 650 ÷ 1040, работающего с подкачивающим насосом ВП-340, число рабочих колес и его рабочий режим, если $H_r = 810 \text{ м}$, $l = 920 \text{ м}$, $d = 213 \text{ мм}$. Арматура трубопровода: две задвижки, один обратный клапан, два тройника и девять колен.

1.52. Определить потери напора в напорном трубопроводе, проложенном в наклонной выработке, необходимый напор насоса ЦНС 60 – 50 ÷ 250, число рабочих колес и его рабочий режим, если $H_r = 100 \text{ м}$, $L = 580 \text{ м}$, $d = 128 \text{ мм}$. Арматура трубопровода: одна задвижка, один обратный клапан и четыре колена. Потерями в подводящем трубопроводе пренебречь.

1.53. Используя условие и результаты задачи 3.6, определить годовой расход энергии водоотливной установкой, к.п.д. установки по удельным энергетическим затратам и к.п.д. ее элементов, если $Q_{н.п} = 142 \text{ м}^3/\text{ч}$, $Q_{\text{max п}} = 190 \text{ м}^3/\text{ч}$ в течение $n_{д \text{ max}} = 50$ дней; $\eta_d = 0,94$ и $\eta_c = 0,95$.

1.54. Водоотливная установка оборудована насосами ЦНС 300 – 1040 в комплекте с подкачивающими насосами ВП-340. В рабочем режиме насоса $Q = 350 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H = 954 \text{ м}$; $\eta = 0,76$. Кроме того, дано: $H_r = 905 \text{ м}$, $Q_{н.п} = 210 \text{ м}^3/\text{ч}$, $n_{д \text{ max}} = 60$ дней, $Q_{\text{max п}} = 280 \text{ м}^3/\text{ч}$, $\eta_d = 0,91$, $\eta_{1д} = 0,88$, $\eta_c = 0,94$.

Определить годовой расход энергии водоотливной установкой и ее к.п.д. по удельным энергетическим затратам и к.п.д. ее элементов.

1.55. Уклонная водоотливная установка оборудована насосами ЦНС 60–125. В рабочем режиме насоса: $Q = 66 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H = 120 \text{ м}$; $\eta = 0,66$. Приток $Q_{н.п} = 45 \text{ м}^3/\text{ч}$ постоянный в течение всего года, $H_r = 100 \text{ м}$, $\eta_d = 0,93$, $\eta_c = 0,91$. Определить годовой расход энергии установкой, к.п.д. установки по удельным энергетическим затратам и к.п.д. ее элементов.

1.56. Два насоса ЦНС 180-425 работают параллельно на общий трубопровод. Определить рабочие режимы: совместной работы насосов, каждого из насосов при совместной работе и индивидуальной работы одного насоса на данный трубопровод, если $H_r = 370 \text{ м}$, $R = 0,00031$.

1.57. Два насоса ЦНС 180-500 ÷ 900, расположенных на отметках А и В (см. рис. 1.13) горизонтов 450 и 990 м, включены в схему последовательной работы. Выбрать число рабочих колес и режим совместной работы насосов, если $R_{AB} = 0,002$, $R_{BC} = 0,0013$.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ШАХТНЫЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

1. ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

§ 1. ОДНОСТУПЕНЧАТОЕ СЖАТИЕ

Примеры расчета

2.1 Определить работу L_k , конечную температуру t_2 и количество отводимой теплоты Q при теоретическом процессе сжатия 1 м^3 воздуха по изотерме, адиабате и политропе в одноступенчатом поршневом компрессоре (рис. 2.1). Абсолютное давление в начале сжатия $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, в конце сжатия $p_2 = 0,4 \text{ МПа}$; начальная температура воздуха $t_1 = 15^\circ \text{С}$; показатель политропы $n = 1,25$.

Решение. 1. Процесс с изотермическим сжатием. Используя формулу

$$V_1/V_2 = p_2/p_1, \quad (2.1)$$

где $p_2/p_1 = \epsilon$ — степень повышения давления, определяем объем воздуха в конце сжатия:

$$V_2 = V_1 \frac{p_1}{p_2} = 1 \frac{0,1}{0,4} = 0,25 \text{ м}^3.$$

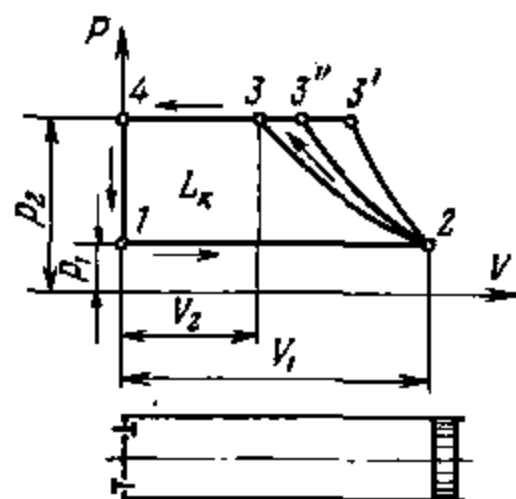


Рис. 2.1. Теоретический процесс в одноступенчатом поршневом компрессоре одностороннего действия:

всасывание (1-2); сжатие изотермическое (2-3); адиабатное (2-3'); политропное (2-3''); выталкивание (3'-4); выравнивание давления (4-1)

Температура воздуха в процессе сжатия постоянна, т.е.

$$t_1 = t_2 = 15^\circ \text{С},$$

откуда по формуле

$$T = 273 + t, \quad (2.2)$$

или $T_1 = T_2 = 273 + 15 = 288 \text{ К}$.

Работа, затрачиваемая в компрессоре,

$$L_{к. из} = 2,303 p_1 V_1 \lg \frac{p_2}{p_1}, \quad (2.3)$$

т.е. $L_{к. из} = 2,303 \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 1 \lg \frac{0,4}{0,1} = 138600 \text{ Дж/м}^3$.

Количество отводимой теплоты

$$Q = L_{к. из}, \quad (2.4)$$

т.е. $Q = 138600 \text{ Дж/м}^3$.

2. Процесс с адиабатным сжатием. Объем воздуха в конце сжатия формулы находим

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k, \quad (2.5)$$

где $k = 1,4$ — показатель адиабаты.

Из формулы (2.5):

$$V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} = 1 \left(\frac{0,1}{0,4} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,371 \text{ м}^3.$$

Температуру воздуха в конце сжатия вычисляем по формулам:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1}, \quad (2.6)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.7)$$

При наших данных

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 288 \left(\frac{0,4}{0,1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 428 \text{ К}.$$

Согласно формуле (2.2):

$$t_2 = T_2 - 273 = 428 - 273 = 155 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Работа, затрачиваемая в компрессоре,

$$L_{\text{к.вд}} = \frac{k}{k-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1), \quad (2.8)$$

или

$$L_{\text{к.вд}} = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (2.9)$$

По формуле (2.8)

$$L_{\text{к.вд}} = \frac{1,4}{1,4-1} (0,4 \cdot 10^6 \cdot 0,371 - 0,1 \cdot 10^6 \cdot 1) = 169400 \text{ Дж/м}^3$$

3. Процесс с политропным сжатием. Объем воздуха в конце сжатия вычисляем по формуле (2.5)

$$V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} = 1 \left(\frac{0,1}{0,4} \right)^{\frac{1}{1,25}} = 0,33 \text{ м}^3.$$

Температура в конце сжатия согласно выражению (2.7)

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 288 \left(\frac{0,4}{0,1} \right)^{\frac{1,25-1}{1,25}} = 380 \text{ К}$$

или $t_2 = T_2 - 273 = 380 - 273 = 107 \text{ }^\circ\text{C}.$

Работа, затрачиваемая в компрессоре, по формуле (2.8)

$$\begin{aligned} L_{\text{к.пол}} &= \frac{n}{n-1} (p_2 V_2 - p_1 V_1) = \\ &= \frac{1,25}{1,25-1} (0,4 \cdot 10^6 \cdot 0,33 - 0,1 \cdot 10^6 \cdot 1) = \\ &= 160000 \text{ Дж/м}^3. \end{aligned}$$

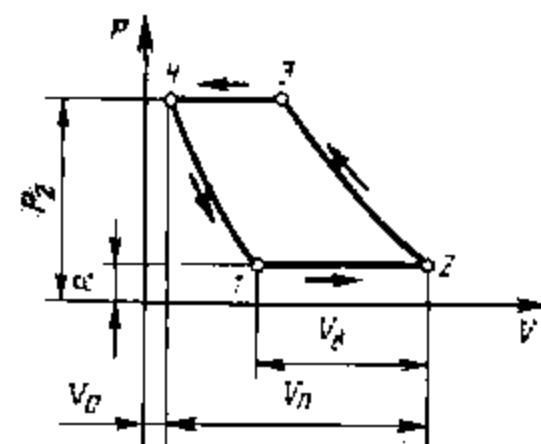
Количество отводимой теплоты

$$Q = m c_{vm} \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1), \quad (2.10)$$

где m — масса воздуха, кг; $c_{vm} = 0,7243 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ — средняя изохорная теплоемкость воздуха в интервале температур $0 - 200 \text{ }^\circ\text{C}.$

Рис. 2.2. Действительный процесс в одноступенчатом поршневом компрессоре:

V_v — всасываемый объем; V_n — объем, описываемый поршнем; V_o — объем вредного пространства; $4-1^o$ — расширение воздуха, оставшегося во вредном пространстве



Предварительно находим массу воздуха используя формулу

$$pV = mRT, \quad (2.11)$$

где $R = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ — газовая постоянная воздуха. Из выражения (2.11)

$$m = \frac{p_1 V_1}{RT_1} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 1}{287 \cdot 288} = 1,21 \text{ кг.}$$

Подставляя числовые значения в формулу (2.10), получим

$$Q = 1,21 \cdot 0,7243 \frac{1,25-1,4}{1,25-1} (380-288) = -48,38 \text{ кДж/м}^3.$$

2.2. Определить коэффициент вредного пространства α_v , объемный коэффициент α_o компрессора, объем V_v всасываемого в компрессор воздуха (рис. 2.2), коэффициент подачи α_n , а также установить, насколько объем действительно всасываемого воздуха меньше объема при теоретическом процессе, если известно, что объем вредного пространства $V_o = 0,0175 \text{ м}^3$; объем, описываемый поршнем, $V_n = 0,35 \text{ м}^3$; начальное абсолютное давление воздуха $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$; конечное давление $p_2 = 0,6 \text{ МПа}$; показатель политропы расширения воздуха, оставшегося во вредном пространстве, $n = 1,3$; действительная производительность компрессора за один ход поршня, пересчитанная на давление всасывания, $V_v = 0,29 \text{ м}^3$.

Решение. Коэффициент вредного пространства

$$\alpha_v = V_o / V_n, \quad (2.12)$$

или $\alpha_v = 0,0175 / 0,35 = 0,05.$

Объемный коэффициент компрессора

$$\alpha_o = 1 - \alpha_v (\epsilon^n - 1) \quad (2.13)$$

или $\alpha_o = V_v / V_n, \quad (2.14)$

По формуле (2.13)

$$\alpha_o = 1 - 0,05 \left[\left(\frac{0,6}{0,1} \right)^{\frac{1}{1,3}} - 1 \right] = 0,852.$$

Объем всасываемого компрессором воздуха согласно формуле (2.14)

$$V_B = \alpha_o V_n = 0,852 \cdot 0,35 = 0,298 \text{ м}^3.$$

Коэффициент подачи компрессора

$$\alpha_n = V_B / V_n, \quad (2.15)$$

т.е. $\alpha_n = 0,29/0,35 = 0,83$.

Объем действительно всасываемого воздуха меньше объема воздуха, всасываемого при теоретическом процессе, на объем, описываемый поршнем от начала его хода до начала всасывания:

$$V_n - V_B = 0,35 - 0,298 = 0,052 \text{ м}^3.$$

§ 2. МНОГООСТУПЕНЧАТОЕ СЖАТИЕ

Примеры расчета

2.3. Определить наиболее выгодное давление p_{np} воздуха в промежуточном охладителе, температуру T_2 в конце сжатия, работы L_1 и L_2 в ступенях и полную работу L_K , затрачиваемую в двухступенчатом компрессоре (рис. 2.3), если сжатию подвергается 1 м^3 воздуха от давления $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ до давления $p_2 = 0,9 \text{ МПа}$. Начальная температура воздуха $t_1 = 17^\circ \text{С}$, показатель политропы сжатия $n = 1,25$, $\alpha_B = 0,05$.

Полученные результаты сравнить с результатами одноступенчатого сжатия.

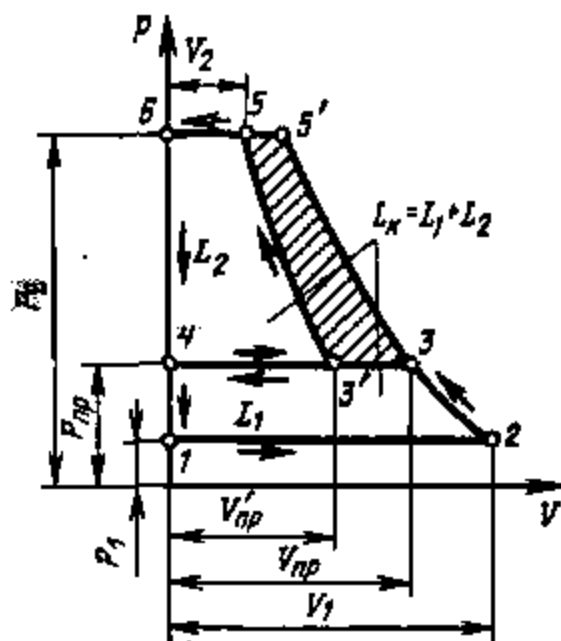
Решение. Наиболее выгодное давление в промежуточном охладителе

$$p_{np} = \sqrt{p_1 p_2}, \quad (2.16)$$

т.е. $p_{np} = \sqrt{0,1 \cdot 0,9} = 0,3 \text{ МПа}$.
На основании формулы

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{2n}} \quad (2.17)$$

Рис. 2.3. Двухступенчатое сжатие:
3' - 5 - 5' - 3 - 3' - экономия в работе от промежуточного охлаждения



температура в конце сжатия в ступени

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{2n}} = (273 + 17) \left(\frac{0,9}{0,1} \right)^{\frac{1,25-1}{2 \cdot 1,25}} = 361 \text{ К}.$$

Исходя из формулы (2.2)

$$t_2 = T_2 - 273 = 361 - 273 = 88^\circ \text{С}.$$

Полная работа в первой ступени компрессора

$$L_1 = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_{np}}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (2.18)$$

$$\text{т.е. } L_1 = \frac{1,25}{1,25-1} 0,1 \cdot 10^6 \cdot 1 \left[\left(\frac{0,3}{0,1} \right)^{\frac{1,25-1}{1,25}} - 1 \right] = 123000 \text{ Дж}.$$

То же, во второй ступени компрессора

$$L_2 = \frac{n}{n-1} p_{np} V'_{np} \left[\left(\frac{p_2}{p_{np}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (2.19)$$

где V'_{np} - объем воздуха при всасывании во вторую ступень, м^3 .
По формуле (2.5)

$$\frac{p_1}{p_{np}} = \left(\frac{V_{np}}{V_1} \right)^n,$$

откуда объем воздуха на выходе из первой ступени

$$V_{np} = V \left(\frac{p_1}{p_{np}} \right)^{\frac{1}{n}} = 1 \left(\frac{0,1}{0,3} \right)^{\frac{1}{1,25}} = 0,415 \text{ м}^3.$$

По закону Гей-Люссака, при условии охлаждения в промежуточном охладителе от T_2 до T_1

$$V'_{np} / V_{np} = T_1 / T_2, \quad (2.20)$$

Объем воздуха при всасывании во вторую ступень

$$V'_{np} = V_{np} \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = 0,415 \left(\frac{290}{361} \right) = 0,333 \text{ м}^3.$$

Таким образом,

$$L_2 = \frac{1,25}{1,25 - 1} 0,3 \cdot 10^6 \cdot 0,333 \left[\left(\frac{0,9}{0,3} \right)^{\frac{1,25-1}{1,25}} - 1 \right] =$$

$$= 123000 \text{ Дж.}$$

Следовательно, $L_1 = L_2$, т.е. соблюдается условие равенства работ в ступенях (для z -ступенчатого сжатия):

$$L_1 = L_2 = \dots = L_z. \quad (2.21)$$

Полная работа, затрачиваемая в компрессоре,

$$L_{\kappa} = L_1 + L_2 = 123000 + 123000 = 246000 \text{ Дж.}$$

Эту же работу можно рассчитать по формулам

$$L_{\kappa} = z \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{zn}} - 1 \right]. \quad (2.22)$$

При наших данных

$$L_{\kappa} = 2 \frac{1,25}{1,25 - 1} 0,1 \cdot 10^6 \cdot 1 \left[\left(\frac{0,9}{0,1} \right)^{\frac{1,25-1}{2 \cdot 1,25}} - 1 \right] =$$

$$= 246000 \text{ Дж.}$$

Объемный коэффициент, определяемый по первой ступени сжатия,

$$\alpha_{oz} = 1 - \alpha_B \left(\epsilon^{\frac{1}{zn}} - 1 \right), \quad (2.23)$$

$$\text{т.е. } \alpha_{oz} = 1 - 0,05 \left[\left(\frac{0,9}{0,1} \right)^{\frac{1}{2 \cdot 1,25}} - 1 \right] = 0,93.$$

В данном примере при двухступенчатом сжатии по сравнению с одноступенчатым (показатели последнего определены по приведенным ранее формулам):

температура сжатого воздуха ниже на 89° ($177^\circ - 88^\circ$);

работы затрачивается меньше на 12,2% ($276000 - 246000 = 30000$ Дж);

объемный коэффициент выше на 17% ($0,93 - 0,76 = 0,17$).

2.4. Определить допустимую степень повышения давления оставшегося во вредном пространстве воздуха в одноступенчатом компрессоре при расширении: а) изотермическом; б) политропном при $n = 1,25$; в) адиабатном при $\alpha_B = 0,06$; г) в одной ступени при $t_1 = 15^\circ \text{C}$; $t_2 = 165^\circ \text{C}$; $n = 1,3$.

Решение. Предел степени повышения давления, обусловленный влиянием вредного пространства, — это степень повышения давления, при которой прекратится всасывание:

$$\epsilon = \left(\frac{1 + \alpha_B}{\alpha_B} \right)^n. \quad (2.24)$$

Для заданных условий имеем соответственно:

$$\text{а) } \epsilon_{из} = \frac{1 + 0,06}{0,06} = 17,7;$$

$$\text{б) } \epsilon_{пол} = \left(\frac{1 + 0,06}{0,06} \right)^{1,25} = 36,3;$$

$$\text{в) } \epsilon_{ад} = \left(\frac{1 + 0,06}{0,06} \right)^{1,4} = 55,9.$$

Температурный предел степени повышения давления в одной ступени

$$\epsilon = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad (2.25)$$

$$\text{т.е. } \epsilon = \left(\frac{273 + 165}{273 + 15} \right)^{\frac{1,3}{1,3-1}} = 6,15.$$

2.5. Определить наиболее выгодное давление $p_{пр}$ сжатого воздуха в промежуточном охладителе двухступенчатого компрессора, если $t_1 = 5^\circ \text{C}$, $t_2 = 165^\circ \text{C}$, $n = 1,35$, $p_1 = 0,1$ МПа.

Решение. При z -ступенчатом сжатии

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{zn}}, \quad (2.26)$$

причем значения температуры T_2 в конце сжатия в каждой ступени должны быть одинаковы.

Степень повышения давления в компрессоре по формуле (2.26)

$$\epsilon = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{zn}{n-1}} = \left(\frac{273 + 165}{273 + 5} \right)^{\frac{2 \cdot 1,35}{1,35-1}} =$$

$$= 33,34;$$

в каждой ступени z -ступенчатого компрессора

$$\epsilon_1 = \epsilon_2 = \dots = \epsilon_z = \sqrt[z]{\epsilon}. \quad (2.27)$$

Следовательно,

$$\epsilon_1 = p_{\text{пр}}/p_1 = \sqrt[3]{33,34} = 5,77.$$

Давление в промежуточном охладителе

$$p_{\text{пр}} = \epsilon_1 p_1 = 5,77 \cdot 0,1 = 0,577 \text{ МПа.}$$

§ 3. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПРЕССОРА И МОЩНОСТЬ ЕГО ДВИГАТЕЛЯ

Примеры расчета

✓ 2.6. Определить производительность одноступенчатого одноцилиндрового компрессора одностороннего действия для действительных и нормальных условий всасывания, если внутренний диаметр цилиндра $D = 0,9$ м, ход поршня $S = 0,55$ м, $n = 167$ об/мин, коэффициент подачи $\alpha_n = 0,86$, давление воздуха во всасывающей трубке $p_{\text{вс}} = 0,1$ МПа, температура воздуха $t_{\text{вс}} = 10$ °С.

Решение. Производительность ($\text{м}^3/\text{мин}$) компрессора, отнесенная к условиям всасывания (при давлении и температуре воздуха во всасывающей трубке), определяется по размерам цилиндра первой ступени сжатия:

для компрессора одностороннего действия

$$V_{\text{мин}} = Z_{\text{ц}} \alpha_n \frac{\pi D^2}{4} S n; \quad (2.28)$$

для компрессора двустороннего действия

$$V_{\text{мин}} = Z_{\text{ц}} \alpha_n \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) S n, \quad (2.29)$$

где $Z_{\text{ц}}$ — количество цилиндров первой ступени; α_n — коэффициент подачи компрессора; D — диаметр цилиндра, м; d — диаметр штока поршня, м; S — ход поршня, м; n — частота вращения вала компрессора, об/мин.

По формуле (2.28)

$$V_{\text{мин}} = 1 \cdot 0,86 \frac{3,14 \cdot 0,9^2}{4} 0,55 \cdot 167 = 50,2 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

То же, для нормальных условий всасывания (при давлении воздуха $p_0 = 0,1013$ МПа и температуре его 0 °С, т.е. $T_0 = 273$ К)

$$V_{\text{нор}} = \frac{T_0 p_{\text{вс}}}{T_{\text{вс}} p_0} V_{\text{мин}} \quad (2.30)$$

$$\text{т.е. } V_{\text{нор}} = \frac{273 \cdot 0,1}{(273 + 10) \cdot 0,1013} 50,2 = 47,8 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

✓ 2.7. Для двухступенчатого компрессора производительностью $V_{\text{мин}} = 30$ м³/мин определить теоретическую N_T и индикаторную N_i мощности компрессора, мощности на его валу N_B и двигателя N , полный к.п.д. при изотермическом $\eta_{\text{к.из}}$ и адиабатном $\eta_{\text{к.ад}}$ сжатии компрессора, если начальное давление воздуха $p_1 = 0,1$ МПа, конечное $p_2 = 0,8$ МПа, $\eta_{\text{п}} = 0,9$, $\eta_{i,\text{из}} = 0,79$, $\eta_{i,\text{ад}} = 0,92$, $\eta_{\text{м}} = 0,9$.

Решение. 1. Изотермическое сжатие. Теоретическая работа, затрачиваемая при изотермическом сжатии 1 м³ воздуха, определяется по формуле (2.3):

$$L_{\text{к.из}} = 2,303 \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot \lg \frac{0,8}{0,1} = 208000 \text{ Дж.}$$

Теоретическая мощность (кВт) компрессора

$$N_T = \frac{L_{\text{к}} V_{\text{мин}}}{1000 \cdot 60}, \quad (2.31)$$

где $L_{\text{к}}$ — теоретическая работа, затрачиваемая при изотермическом или адиабатном сжатии 1 м³ воздуха, Дж.

На основании вышеизложенного

$$N_T = \frac{L_{\text{к.из}} V_{\text{мин}}}{1000 \cdot 60} = \frac{208000 \cdot 30}{1000 \cdot 60} = 104 \text{ кВт.}$$

Индикаторная мощность (кВт) компрессора

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i} = \frac{L_{\text{к}} V_{\text{мин}}}{1000 \cdot 60 \eta_i}, \quad (2.32)$$

где η_i — индикаторный к.п.д. компрессора, учитывающий степень отклонения действительного процесса сжатия от теоретического.

В числовом выражении

$$N_i = N_T / \eta_{i,\text{из}} = 104 / 0,79 = 131,6 \text{ кВт.}$$

Мощность (кВт) на валу компрессора

$$N_B = \frac{N_i}{\eta_{\text{м}}} = \frac{L_{\text{к}} V_{\text{мин}}}{1000 \cdot 60 \eta_{\text{м}}}, \quad (2.33)$$

где η_m — механический к.п.д. компрессора, учитывающий сопротивление трения от поршня до вала компрессора.

С учетом механического к.п.д. компрессора

$$N_{\text{в}} = N_i / \eta_m = 131,6 / 0,9 = 146,2 \text{ кВт.}$$

Мощность (кВт) двигателя

$$N = \frac{N_{\text{в}}}{\eta_n} = \frac{L_{\text{к.в}} V_{\text{мин}}}{1000 \cdot 60 \eta_i \eta_m \eta_n} \quad (2.34)$$

где η_n — к.п.д. передачи от вала двигателя к валу компрессора. Подставляя значение η_n в формулу (2.3), получаем:

$$N = N_{\text{в}} / \eta_n = 146,2 / 0,9 = 162,4 \text{ кВт.}$$

Полный к.п.д. компрессора

$$\eta_{\text{к.из}} = \eta_i \eta_m = N_T / N_{\text{в}} \quad (2.35)$$

т.е. $\eta_{\text{к.из}} = 0,79 \cdot 0,9 = 0,711$.

2. Адиабатное сжатие. Теоретическая работа, затрачиваемая при адиабатном сжатии 1 м^3 воздуха, по формуле (2.22)

$$L_{\text{к.ад}} = z \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{zk}} - 1 \right] =$$

$$= 2 \frac{1,4}{1,4-1} 0,1 \cdot 10^6 \cdot 1 \left[\left(\frac{0,8}{0,1} \right)^{\frac{1,4-1}{2 \cdot 1,4}} - 1 \right] = 242100 \text{ Дж.}$$

Теоретическая мощность компрессора по формуле (2.31)

$$N_T = \frac{L_{\text{к.ад}} V_{\text{мин}}}{1000 \cdot 60} = \frac{242100 \cdot 30}{1000 \cdot 60} = 121 \text{ кВт.}$$

Индикаторная мощность компрессора по формуле (2.32)

$$N_i = N_T / \eta_{i, \text{ад}} = 121 / 0,92 = 131,5 \text{ кВт.}$$

Мощность на валу компрессора по формуле (2.33)

$$N_{\text{в}} = 131,5 / 0,9 = 146,1 \text{ кВт.}$$

Мощность двигателя по формуле (2.34)

$$N = 146,1 / 0,9 = 162,3 \text{ кВт.}$$

Полный к.п.д. компрессора по формуле (2.35)

$$\eta_{\text{к.ад}} = \eta_{i, \text{ад}} \eta_m = 0,92 \cdot 0,9 = 0,828.$$

2.8. Определить индикаторную мощность одноступенчатого двухцилиндрового компрессора одностороннего действия, если $p_i = 0,24 \text{ МПа}$, $D = 200 \text{ мм}$, $S = 150 \text{ мм}$, $n = 730 \text{ об/мин}$.

Решение. Индикаторная мощность (кВт) одноступенчатого компрессора одностороннего действия при площади F (см^2), ходе S (м) поршня, частоте вращения n (об/мин) вала компрессора и среднего индикаторного давления p_i (Па) по индикаторной диаграмме

$$N_i = \frac{p_i F S n}{1000 \cdot 60} \quad (2.36)$$

То же для одноступенчатого компрессора двустороннего действия

$$N_i = \frac{p_i (F_1 + F_2) S n}{1000 \cdot 60} \quad (2.37)$$

где F_1 и F_2 — площади рабочих поверхностей поршня.

Индикаторная мощность многоступенчатого компрессора определяется как сумма индикаторных мощностей всех ступеней:

$$N_i = \sum N_{i, \text{с}} \quad (2.38)$$

По формуле (2.36)

$$N_i = \frac{2 p_i \frac{\pi D^2}{4} S n}{1000 \cdot 60} = \frac{2 \cdot 0,24 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2 \cdot 0,15 \cdot 730}{1000 \cdot 60 \cdot 4} = 27,5 \text{ кВт.}$$

§ 4. ОХЛАЖДЕНИЕ СЖИМАЕМОГО ВОЗДУХА

✓ Пример расчета 2.9. Определить часовой расход охлаждающей воды $V_{\text{в.ч}}$ и поверхность охлаждения $F_{\text{п.о}}$ промежуточного охладителя для двухступенчатого компрессора, производительность которого $V_{\text{мин}} = 30 \text{ м}^3/\text{мин}$, начальное давление $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, конечное давление $p_2 = 0,9 \text{ МПа}$, показатель политропы сжатия $n = 1,25$, начальная температура воздуха $t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$, $k_T = 52 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$.

Решение. Температура воздуха в конце сжатия согласно выражению (2.7)

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{zn}} = (273 + 27) \left(\frac{0,9}{0,1} \right)^{\frac{1,25-1}{2 \cdot 1,25}} = 374 \text{ K}$$

или $t_2 = T_2 - 273 = 374 - 273 = 101 \text{ }^\circ\text{C}$.

Количество теплоты, отводимой при сжатии 1 кг воздуха в каждой ступени, по формуле (2.10)

$$q_c = c_{vm} \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) =$$

$$= 0,7243 \frac{1,25-1,4}{1,25-1} (374 - 300) = -32,2 \text{ кДж/кг.}$$

Следовательно, $Q_c = 32,2 \text{ кДж/кг.}$

Количество теплоты (Дж/кг), отводимой в промежуточном или конечном охладителе от 1 кг воздуха,

$$q_{п.о} = c_p (t_2 - t_1), \quad (2.39)$$

где $c_p = 1,012 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ — теплоемкость воздуха при постоянном давлении и температуре $0 \div 200^\circ\text{C}$, тогда

$$q_{п.о} = 1,012 (101 - 27) = 74,9 \text{ кДж/кг.}$$

Полное количество теплоты (Дж/кг), отводимой в компрессоре от 1 кг воздуха,

$$q_k = zq_c + (z-1)q_{п.о} + q_{к.о}, \quad (2.40)$$

или $q_k = 2 \cdot 32,2 + 74,9 = 139,3 \text{ кДж/кг.}$

Количество воды (в/кг), необходимое для охлаждения 1 кг воздуха,

$$V_{в.к} = \frac{q_k}{c_v (t_{2в} - t_{1в})}, \quad (2.41)$$

где $c_v = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ — теплоемкость воды; $t_{2в} - t_{1в} = 10 \div 15^\circ$ — разность температур нагретшейся и поступающей для охлаждения компрессора воды.

В числовом выражении

$$V_{в.к} = \frac{139,3}{4,19 \cdot (20 - 10)} = 3,32 \text{ л/кг.}$$

Часовой расход охлаждающей воды для всего компрессора

$$V_{в.ч} = 60 V_{в.к} \rho V_{мин}, \quad (2.42)$$

где $\rho \approx 1,2 \text{ кг/м}^3$ — плотность всасываемого воздуха.

Подставив в формулу (2.42) значения, получим:

$$V_{в.ч} = 60 \cdot 3,32 \cdot 1,2 \cdot 30 = 7170 \text{ л/ч} = 7,17 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Расход воды на охлаждение 1 м^3 всасываемого воздуха

$$V_{м^3} = V_{в.ч} / V_{мин} = 7,17 / 30 = 0,24 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Количество теплоты, отводимой в промежуточном или конечном охладителе в течение часа,

$$Q_{п.о} = 60 c_p \rho V_{мин} (t_2 - t_1), \quad (2.43)$$

т.е. $Q_{п.о} = 60 \cdot 1,012 \cdot 1,2 \cdot 30 (101 - 27) = 161800 \text{ кДж/ч} = 161,8 \times 10^6 \text{ Дж/ч.}$

Средняя разность температур ($^\circ\text{C}$) в охладителе между средними температурами сжатого воздуха и охлаждающей воды

$$t_{ср} = \frac{t_2 + t_1}{2} - \frac{t_{2в} + t_{1в}}{2}, \quad (2.44)$$

т.е. $t_{ср} = \frac{101 + 27}{2} - \frac{20 + 10}{2} = 49^\circ\text{C.}$

Площадь (м^2) поверхности охлаждения промежуточного или конечного охладителя

$$F_{п.о} = \frac{Q_{п.о}}{k_T t_{ср}}, \quad (2.45)$$

где $k_T = 40 \div 60 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ — общий коэффициент теплопередачи 1 м^2 трубчатой системы охладителя при разности температур по обе стороны стенок трубок, равной одному градусу.

Площадь поверхности охлаждения F_o должна быть принята на 10 – 15 % больше расчетной по формуле (2.45):

$$F_{п.о} = \frac{161,8 \cdot 10^6}{3600 \cdot 52 \cdot 49} = 17,6 \text{ м}^2.$$

Окончательно $F_{п.о} = 1,15 \cdot 17,6 = 20,2 \text{ м}^2.$

Поверхность охлаждения промежуточного охладителя, отнесенная к 1 м^3 всасываемого воздуха,

$$F_{м^3} = F_{п.о} / V_{мин} = 20,2 / 30 = 0,67 \text{ м}^2.$$

Принимаем диаметр трубки в охладителе $d_T = 20 \text{ мм}$ и длину $l_T = 2 \text{ м}$. Количество трубок в охладителе

$$n_T = \frac{F_{п.о}}{\pi d_T l_T}, \quad (2.46)$$

т.е. $n_T = \frac{20,2}{3,14 \cdot 0,020 \cdot 2} = 161.$

2.1. Определить объем сжатого воздуха, работу, затрачиваемую в компрессоре при изотермическом сжатии, и количество отводимой от воздуха теплоты, если $V_1 = 3,5 \text{ м}^3$, начальное абсолютное давление $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, конечное избыточное давление $p_{2и} = 0,6 \text{ МПа}$.

2.2. Определить начальный объем V_1 воздуха, работу, затрачиваемую в компрессоре при изотермическом сжатии, если $V_2 = 1,25 \text{ м}^3$, $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $p_2 = 0,45 \text{ МПа}$.

2.3. Определить при изотермическом сжатии конечное давление и температуру воздуха, если $Q = 606000 \text{ Дж}$, $V_1 = 3,8 \text{ м}^3$, $V_2 = 0,7 \text{ м}^3$, масса воздуха $m = 4,5 \text{ кг}$.

2.4. Определить степень повышения давления воздуха в компрессоре, конечное давление и температуру воздуха при изотермическом сжатии, если $L_{к.из} = 520000 \text{ Дж}$, $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $V_1 = 3 \text{ м}^3$, $m = 3,6 \text{ кг}$.

2.5. Определить объем сжатого воздуха, температуру воздуха в конце сжатия и работу, затрачиваемую в компрессоре на адиабатное сжатие $V_1 = 2,3 \text{ м}^3$ воздуха от абсолютного давления $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ до избыточного $p_2 = 0,6 \text{ МПа}$, если $t_1 = 20^\circ \text{C}$; $k = 1,4$.

2.6. Определить работу, давление и объем в конце адиабатного сжатия воздуха в компрессоре, если $t_2 = 160^\circ \text{C}$, $t_1 = 10^\circ \text{C}$, $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $V_1 = 4 \text{ м}^3$, $k = 1,4$.

2.7. Определить конечное давление, начальный объем, работу при адиабатном сжатии воздуха в компрессоре, если $t_1 = 5^\circ \text{C}$, $t_2 = 170^\circ \text{C}$, $V_2 = 2 \text{ м}^3$, $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$.

2.8. Определить объем и температуру воздуха в начале политропного сжатия его в компрессоре, а также затрачиваемую при сжатии воздуха работу и отводимую теплоту, если $V_2 = 1,8 \text{ м}^3$, $t_2 = 125^\circ \text{C}$; абсолютное давление $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, избыточное $p_{2и} = 0,4 \text{ МПа}$, $n = 1,25$, $c_{vm} = 0,7243 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$.

2.9. Определить работу при политропном сжатии воздуха в компрессоре и отводимую при этом теплоту, если $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $\epsilon = 6$, $t_1 = 11^\circ \text{C}$, масса сжимаемого воздуха $m = 4,25 \text{ кг}$, $n = 1,28$, $c_{vm} = 0,7243 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$.

2.10. Определить начальный объем воздуха, конечное давление и работу при политропном сжатии воздуха в компрессоре, если $t_2 = 110^\circ \text{C}$, $t_1 = 0^\circ \text{C}$, $V_2 = 1,2 \text{ м}^3$, $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $n = 1,25$.

2.11. Определить показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре и работу, если $V_1 = 4,6 \text{ м}^3$, $V_2 = 1,25 \text{ м}^3$, $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $p_{2и} = 0,45 \text{ МПа}$.

2.12. Определить показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре и отводимую теплоту, если $t_1 = 0^\circ \text{C}$, $t_2 = 100^\circ \text{C}$, $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $p_{2и} = 0,5 \text{ МПа}$, $m = 2,8 \text{ кг}$, $c_{vm} = 0,7243 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$.

2.13. Определить показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре, если $L_{к.пол} = 680000 \text{ Дж}$, $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $p_2 = 0,65 \text{ МПа}$, $V_1 = 3,1 \text{ м}^3$, $V_2 = 0,72 \text{ м}^3$.

2.14. Определить коэффициент и объем вредного пространства компрессора, если $\alpha_0 = 0,84$, абсолютное давление $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, избыточное $p_{2и} = 0,4 \text{ МПа}$, $n = 1,3$, $V_n = 0,2 \text{ м}^3$.

2.15. Определить объемный коэффициент компрессора и объем всасываемого в него воздуха, если $\alpha_в = 0,055$, $\epsilon = 6$, $n = 1,28$, $V_n = 0,15 \text{ м}^3$.

2.16. Определить степень повышения давления воздуха в компрессоре, если $V_0 = 0,012 \text{ м}^3$, $V_n = 0,2 \text{ м}^3$, $V_в = 0,16 \text{ м}^3$, $n = 1,25$.

2.17. Определить показатель политропы расширения оставшегося во вредном пространстве воздуха, если $V_0 = 0,0075 \text{ м}^3$, $V_n = 0,15 \text{ м}^3$, $\alpha_n = 0,84$, $\epsilon = 6$.

2.18. Определить коэффициент подачи компрессора, если $V_d = 0,128 \text{ м}^3$, $\alpha_0 = 0,82$, $V = 0,14 \text{ м}^3$.

2.19. Определить коэффициент подачи компрессора, если $V_d = 0,2 \text{ м}^3$, $\alpha_0 = 0,05$, $\epsilon = 5$, $n = 1,3$, $V_в = 0,22 \text{ м}^3$.

2.20. Определить действительную производительность компрессора за один ход поршня, пересчитанную на давление всасывания, если $\alpha_n = 0,8$, $\alpha_в = 0,05$, $V_0 = 0,015 \text{ м}^3$.

2.21. Определить коэффициент вредного пространства компрессора, если $V = 0,28 \text{ м}^3$, $\alpha_n = 0,82$, $V_в = 0,3 \text{ м}^3$, $\epsilon = 4$, $n = 1,3$.

2.22. Определить степень повышения давления воздуха в компрессоре, если $V_0 = 0,017 \text{ м}^3$, $V_в = 0,29 \text{ м}^3$, $n = 1,29$, $\alpha_n = 0,85$, $V_d = 0,28 \text{ м}^3$.

2.23. Определить показатель политропы расширения оставшегося во вредном пространстве воздуха, если $\epsilon = 3,6$, $\alpha_n = 0,84$, $V_d = 0,26 \text{ м}^3$, $V_0 = 0,016 \text{ м}^3$, $V_в = 0,28 \text{ м}^3$.

2.24. Определить, при каком показателе политропы расширения воздуха, оставшегося во вредном пространстве, прекратится всасывание в одноступенчатом компрессоре, если $p_2 = 4,5 \text{ МПа}$, $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $V_0 = 0,013 \text{ м}^3$, $V_n = 0,28 \text{ м}^3$.

2.25. Определить, при каком объеме вредного пространства прекратится всасывание воздуха в одноступенчатом компрессоре, если $V_n = 0,3 \text{ м}^3$, $\epsilon = 45$, $n = 1,3$.

2.26. Определить, при каком объеме, описываемом за один ход поршнем компрессора, прекратится всасывание воздуха в одноступенчатом компрессоре, если $V_0 = 0,01 \text{ м}^3$, $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $p_2 = 5,0 \text{ МПа}$, $n = 1,2$.

2.27. Определить, какой процесс расширения воздуха, оставшегося во вредном пространстве, происходит в одноступенчатом компрессоре, если $\alpha_0 = 0$, $V_0 = 0,0088 \text{ м}^3$, $V_n = 0,16 \text{ м}^3$, $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $p_2 = 1,92 \text{ МПа}$.

2.28. Определить допустимое конечное давление сжатого воздуха, если $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$; сжатие в одноступенчатом компрессоре происходит без подвода и отвода теплоты; $t_1 = 0^\circ \text{C}$; допустимая температура нагрева сжатого воздуха $t_2 = 170^\circ \text{C}$.

2.29. Определить температуру воздуха, всасываемого в одноступенчатый компрессор, если $\epsilon = 5,2$, $t_2 = 155^\circ \text{C}$, $n = 1,3$.

2.30. Определить показатель политропы сжатия воздуха в трехступенчатом компрессоре, если $t_2 = 90^\circ\text{C}$, $t_1 = 15^\circ\text{C}$, $p_1 = 0,1\text{ МПа}$, $p_3 = 2,7\text{ МПа}$.

2.31. Определить конечную температуру сжатия воздуха в ступени двухступенчатого компрессора, если $t_1 = 0^\circ\text{C}$, $p_1 = 0,1\text{ МПа}$, $p_2 = 0,9\text{ МПа}$, $n = 1,3$.

2.32. Определить начальную температуру воздуха, сжимаемого в двухступенчатом компрессоре, если $t_2 = 85^\circ\text{C}$, $V_1 = 3\text{ м}^3$, $V_{\text{пр}} = 1,3\text{ м}^3$, $n = 1,28$.

2.33. Определить работы L_1 и L_2 в ступенях двухступенчатого компрессора и работу, затрачиваемую в компрессоре, если $V_1 = 2\text{ м}^3$, $p_1 = 0,1\text{ МПа}$, $p_2 = 0,9\text{ МПа}$, $p_{\text{пр}} = 0,3\text{ МПа}$, $n = 1,28$.

2.34. Определить объем воздуха в конце сжатия в первой ступени двухступенчатого компрессора, если $L_2 = 270000\text{ Дж}$, $n = 1,25$, $p_{\text{пр}} = 0,274\text{ МПа}$, $p_2 = 0,75\text{ МПа}$, $t_1 = 24^\circ\text{C}$, $t_1 = 90^\circ\text{C}$.

2.35. Определить объем воздуха, всасываемого во вторую ступень двухступенчатого компрессора, если $L_1 = 230000\text{ Дж}$, $p_1 = 0,1\text{ МПа}$, $p_{\text{пр}} = 0,29\text{ МПа}$, $n = 1,25$, $t_1 = 15^\circ\text{C}$, $t_2 = 85^\circ\text{C}$.

2.36. Определить объемный коэффициент первой ступени двухступенчатого компрессора, если $V_0 = 0,01\text{ м}^3$, $V_a = 0,2\text{ м}^3$, $\epsilon = 9$, $n = 1,3$.

2.37. Определить производительность для действительных и нормальных условий всасывания одноступенчатого двухцилиндрового компрессора одностороннего действия, если $D = 200\text{ мм}$, $S = 150\text{ мм}$, $n = 730\text{ об/мин}$; $\alpha_n = 0,85$; $p_{\text{вс}} = 0,101\text{ МПа}$; $t_{\text{вс}} = 15^\circ\text{C}$.

2.38. Определить производительность для действительных и нормальных условий всасывания двухступенчатого четырехцилиндрового компрессора двустороннего действия, если применительно к цилиндрам первой ступени $D = 0,62\text{ м}$, $d = 5\text{ см}$, $S = 0,22\text{ м}$, $n = 500\text{ об/мин}$; $\alpha_n = 0,76$; $p_{\text{вс}} = 0,1\text{ МПа}$; $t_{\text{вс}} = 0^\circ\text{C}$.

2.39. Определить коэффициент подачи двухступенчатого двухцилиндрового компрессора двустороннего действия, если применительно к цилиндру первой ступени $V_{\text{мин}} = 80\text{ м}^3/\text{мин}$, $D = 0,75\text{ м}$, $d = 7\text{ см}$, $S = 0,6\text{ м}$, $n = 177\text{ об/мин}$.

2.40. Определить частоту вращения вала одноступенчатого двухцилиндрового компрессора одностороннего действия, если $V_{\text{мин}} = 26\text{ м}^3/\text{мин}$, $\alpha_n = 0,82$, $D = 500\text{ мм}$, $S = 490\text{ мм}$.

2.41. Определить частоту вращения вала двигателя двухступенчатого двухцилиндрового компрессора двустороннего действия, если применительно к первой ступени $V_{\text{мин}} = 20\text{ м}^3/\text{мин}$, $\alpha_n = 0,8$, $D = 0,6\text{ м}$, $S = 0,5\text{ м}$, а $d = 8\text{ см}$; передаточное число ременной передачи между валом компрессора и двигателя $i = 8,24$.

2.42. Определить мощность на валу двигателя одноступенчатого компрессора, исходя из теоретической работы изотермического сжатия, если известно, что $V_{\text{мин}} = 25\text{ м}^3/\text{мин}$, $p_1 = 0,1\text{ МПа}$, $p_2 = 0,4\text{ МПа}$, $\eta_{\text{из}} = 0,77$, а $\eta_{\text{м}} = 0,88$.

2.43. Определить мощность на валу двигателя одноступенчатого компрессора, исходя из теоретической работы изотермического сжатия, если $V_{\text{мин}} = 18\text{ м}^3/\text{мин}$, $p_1 = 0,1\text{ МПа}$, $p_2 = 0,5\text{ МПа}$, $\eta_{\text{из}} = 0,8$, а $\eta_{\text{м}} = 0,86$.

2.44. Определить мощность на валу двигателя одноступенчатого компрессора, исходя из теоретической работы адиабатного сжатия, если $V_{\text{мин}} = 40\text{ м}^3/\text{мин}$, $p_1 = 0,1\text{ МПа}$, $p_2 = 0,5\text{ МПа}$, $\eta_{\text{ад}} = 0,91$, а $\eta_{\text{м}} = 0,87$.

2.45. Определить мощность на валу двигателя двухступенчатого компрессора, исходя из теоретической работы адиабатного сжатия, если $V_{\text{мин}} = 32\text{ м}^3/\text{мин}$, $p_1 = 0,1\text{ МПа}$, $p_2 = 0,8\text{ МПа}$, $\eta_{\text{ад}} = 0,92$, а $\eta_{\text{м}} = 0,9$.

2.46. Определить индикаторную мощность двухцилиндрового двухступенчатого компрессора двустороннего действия, если среднее индикаторное давление в первой ступени низкого давления $p_{i1} = 0,15\text{ МПа}$; то же, если во второй ступени $p_{i2} = 0,41\text{ МПа}$, диаметры цилиндров и штоков соответственно $D_1 = 730\text{ мм}$, $D_2 = 440\text{ мм}$, $d_1 = 70\text{ мм}$, $d_2 = 45\text{ мм}$, $S = 450\text{ мм}$, $n = 187\text{ об/мин}$.

2.47. Определить мощность на валу двухцилиндрового двухступенчатого компрессора двустороннего действия, если среднее индикаторное давление в первой ступени $p_{i1} = 0,16\text{ МПа}$; то же, второй $p_{i2} = 0,45\text{ МПа}$, диаметры цилиндров и штоков соответственно $D_1 = 900\text{ мм}$, $D_2 = 530\text{ мм}$, $d_1 = 85\text{ мм}$, $d_2 = 55\text{ мм}$, $S = 550\text{ мм}$, $n = 167\text{ об/мин}$, $\eta_{\text{м}} = 0,9$.

2.48. Определить, какую производительность может развить одноступенчатый компрессор при мощности двигателя $N = 250\text{ кВт}$, если $p_1 = 0,1\text{ МПа}$, $p_2 = 0,7\text{ МПа}$, $\eta_{\text{из}} = 0,78$, $\eta_{\text{м}} = 0,85$ и двигатель соединен с компрессором муфтой.

2.49. Определить, какую производительность может развить двухступенчатый компрессор при мощности двигателя $N = 380\text{ кВт}$, если $p_1 = 0,1\text{ МПа}$, $p_2 = 0,9\text{ МПа}$, $\eta_{\text{ад}} = 0,93$, $\eta_{\text{м}} = 0,9$.

2.50. Определить частоту вращения вала одноступенчатого двухцилиндрового компрессора одностороннего действия, если $N_i = 98\text{ кВт}$, $\eta_{\text{из}} = 0,8$, $p_1 = 0,1\text{ МПа}$, $p_2 = 0,7\text{ МПа}$, $\alpha_n = 0,8$, $D = 0,45\text{ м}$, $S = 0,43\text{ м}$.

2.51. Определить частоту вращения вала двухступенчатого двухцилиндрового компрессора двустороннего действия, если $N_b = 200\text{ кВт}$, $\eta_{\text{пл}} = 0,9$, $\eta_{\text{м}} = 0,87$, $p_1 = 0,1\text{ МПа}$, $p_2 = 0,9\text{ МПа}$, применительно к первой ступени $\alpha_n = 0,8$, $D = 600\text{ мм}$, $d = 45\text{ мм}$, $S = 300\text{ мм}$.

2.52. Определить индикаторный изотермический к.п.д. компрессора, если $p_1 = 0,1\text{ МПа}$, $p_2 = 0,7\text{ МПа}$, $V_{\text{мин}} = 5\text{ м}^3/\text{мин}$, $\eta_{\text{м}} = 0,85$, $N_b = 25\text{ кВт}$.

2.53. Определить индикаторный адиабатный к.п.д. одноступенчатого компрессора, если $p_1 = 0,1\text{ МПа}$, $p_2 = 0,5\text{ МПа}$, $V_{\text{мин}} = 38\text{ м}^3/\text{мин}$, $\eta_{\text{м}} = 0,85$, $N_b = 154\text{ кВт}$.

2.54. Определить механический к.п.д. одноступенчатого двухцилиндрового компрессора одностороннего действия, если $L_{\text{к.ад}} = 210000\text{ Дж}$,

$D = 200 \text{ мм}, S = 150 \text{ мм}, n = 690 \text{ об/мин}, \alpha_n = 0,85, N_B = 22,5 \text{ кВт}, \eta_{\text{iad}} = 0,92.$

2.55. Определить полный изотермический к.п.д. двухступенчатого компрессора, если $p_1 = 0,1 \text{ МПа}, p_2 = 0,5 \text{ МПа}, V_{\text{мин}} = 25 \text{ м}^3, N = 110 \text{ кВт}; \eta_n = 0,88.$

2.56. Определить полный адиабатный к.п.д. двухступенчатого двухцилиндрового компрессора двустороннего действия, если $p_1 = 0,1 \text{ МПа}, p_2 = 0,9 \text{ МПа}, N = 320 \text{ кВт},$ применительно к первой ступени $\alpha_n = 0,82, D^2 = 0,8 \text{ м}, d = 8 \text{ см}, S = 0,5 \text{ м}, n = 146 \text{ об/мин};$ вал компрессора соединен с валом двигателя.

2.57. Определить объем, описываемый поршнем первой ступени за один ход, и производительность двухступенчатого двухцилиндрового компрессора одностороннего действия, если применительно к цилиндру первой ступени $N_i = 180 \text{ кВт}, p_i = 0,23 \text{ МПа}, \alpha_n = 0,75, n = 280 \text{ об/мин}.$

2.58. Определить α_n одноступенчатого одноцилиндрового компрессора двустороннего действия, пренебрегая размером штока, если $N_i = 165 \text{ кВт}, p_i = 0,32 \text{ МПа}, V_{\text{мин}} = 26,9 \text{ м}^3/\text{мин}.$

2.59. Определить частоту вращения вала двухступенчатого двухцилиндрового компрессора двустороннего действия, если применительно к первой ступени $N_i = 80 \text{ кВт}, D = 0,45 \text{ м}, d = 4 \text{ см}, S = 0,4 \text{ м}, p_i = 0,16 \text{ МПа}.$

2.60. Определить часовой расход воды на охлаждение одноступенчатого компрессора, если $V_{\text{мин}} = 70 \text{ м}^3/\text{мин}, t_1 = 20^\circ\text{C}, t_2 = 125^\circ\text{C}, n = 1,28, t_{2\text{в}} = 20^\circ\text{C}, t_{1\text{в}} = 12^\circ\text{C}.$

2.61. Определить часовой расход воды на охлаждение двухступенчатого компрессора с конечным охладителем, если $V_{\text{мин}} = 20 \text{ м}^3/\text{мин}, t_1 = 15^\circ\text{C}, t_2 = 95^\circ\text{C}, n = 1,3, t_{2\text{в}} = 22^\circ\text{C}, t_{1\text{в}} = 13^\circ\text{C}.$

2.62. Определить расход воды для охлаждения 1 м^3 воздуха, сжимаемого в двухступенчатом компрессоре, если $t_1 = 18^\circ\text{C}, t_2 = 100^\circ\text{C}; n = 1,25, t_{2\text{в}} = 20^\circ\text{C}, t_{1\text{в}} = 11^\circ\text{C}.$

2.63. Определить, какое количество теплоты отводится от 1 кг воздуха в каждой ступени сжатия двухступенчатого компрессора, если $t_2 - t_1 = 85^\circ\text{C}, q_k = 168 \text{ кДж/кг}.$

2.64. Определить количество теплоты, отводимой в процессе сжатия в компрессоре 1 кг воздуха, если $V_3 = 3,5 \text{ л/м}^3; V_{\text{мин}} = 25 \text{ м}^3/\text{мин}, t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}} = 11^\circ\text{C}.$

2.65. Определить разность температур входящей в компрессор и выходящей из него воды, если $V_{\text{в.ч}} = 6700 \text{ л/ч}; V_{\text{мин}} = 26 \text{ м}^3/\text{мин}; q_k = 150 \text{ кДж/кг}.$

2.66. Определить температуру выходящей из компрессора воды, если $V_3 = 3,5 \text{ л/м}^3; q_k = 147 \text{ кДж/кг}; t_{1\text{в}} = 12^\circ\text{C}.$

2.67. Определить конечную температуру воздуха, сжатого в двухступенчатом компрессоре, если $V_{\text{в.ч}} = 3,6 \text{ м}^3/\text{ч}, V_{\text{мин}} = 15 \text{ м}^3/\text{мин}, q_c = 32 \text{ кДж/кг}, t_1 = 20^\circ\text{C}, t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}} = 10^\circ\text{C}.$

2.68. Определить начальную температуру воздуха, сжатого в двухступенчатом компрессоре, если $V_{\text{в.ч}} = 10 \text{ м}^3/\text{ч}, V_{\text{мин}} = 45 \text{ м}^3/\text{мин}, t_2 = 98^\circ\text{C}, t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}} = 12^\circ\text{C}, n = 1,25.$

2.69. Определить площадь поверхности охлаждения промежуточного охладителя двухступенчатого компрессора, если $V_{\text{мин}} = 12 \text{ м}^3/\text{мин}, t_2 = 95^\circ\text{C}, t_1 = 18^\circ\text{C}, t_{2\text{в}} = 20^\circ\text{C}, t_{1\text{в}} = 10^\circ\text{C}, k_T = 47 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

2.70. Определить потребное число трубок в промежуточном охладителе двухступенчатого компрессора, если $V_{\text{мин}} = 35 \text{ м}^3/\text{мин}, t_2 = 100^\circ\text{C}, t_1 = 22^\circ\text{C}, t_{2\text{в}} = 24^\circ\text{C}, t_{1\text{в}} = 12^\circ\text{C}, k_T = 54 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), d_T = 22 \text{ мм}, l_T = 1,9 \text{ м}.$

2.71. Определить общий коэффициент теплопередачи трубчатой системы промежуточного охладителя, если $V_{\text{мин}} = 15 \text{ м}^3/\text{мин}, t_2 = 100^\circ\text{C}, t_1 = 25^\circ\text{C}, t_{2\text{в}} = 20^\circ\text{C}, t_{1\text{в}} = 10^\circ\text{C}, F_{\text{п.о}} = 7,2 \text{ м}^2.$

2.72. Определить, какое количество теплоты отводится за час от сжимаемого воздуха в промежуточном охладителе двухступенчатого компрессора, если $t_2 = 103^\circ\text{C}, t_1 = 27^\circ\text{C}, t_{2\text{в}} = 23^\circ\text{C}, t_{1\text{в}} = 11^\circ\text{C}, F_{\text{п.о}} = 18 \text{ м}^2, k_T = 58 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

2.73. Определить, какое число трубок можно выключить из системы охлаждения промежуточного охладителя, если $n_T = 210, d_T = 20 \text{ мм}, l_T = 2 \text{ м}, V_{\text{мин}} = 40 \text{ м}^3/\text{мин}, t_2 = 100^\circ\text{C}, t_1 = 25^\circ\text{C}, t_{2\text{в}} = 18^\circ\text{C}, t_{1\text{в}} = 8^\circ\text{C}, k_T = 56 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

2.74. При увеличении частоты вращения вала компрессора производительность его увеличилась до $V_{\text{мин}} = 26 \text{ м}^3/\text{мин}.$ Проверить, достаточно ли при этом площадь поверхности охлаждения ($F_{\text{п.о}} = 23 \text{ м}^2$) промежуточного охладителя, если $t_2 = 100^\circ\text{C}, t_1 = 20^\circ\text{C}, t_{2\text{в}} = 25^\circ\text{C}, t_{1\text{в}} = 10^\circ\text{C}, k_T = 52 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

2. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Пример расчета 2.10. Определить среднюю степень повышения давления $\epsilon_{\text{ср}}$ в одной ступени, индикаторный изотермический к.п.д. $\eta_{\text{из}}$, мощность двигателя N центробежного трехсекционного компрессора, часовой расход охлаждающей воды для всего компрессора и площадь поверхности и охлаждения промежуточных охладителей, если число ступеней сжатия $z = 6$, производительность компрессора $V_{\text{мин}} = 250 \text{ м}^3/\text{мин}, p_1 = 0,1 \text{ МПа}; p_2 = 0,9 \text{ МПа}, \eta_m = 0,97, \eta_n = 0,95.$ Промежуточные охладители установлены после второй и четвертой ступеней (после первой и второй секции), $k_T = 45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$ температура воздуха на входе и выходе первой, второй и третьей секции соответственно: $t_{1\text{н}} = 20^\circ\text{C}, t_{1\text{к}} = 120^\circ\text{C}, t_{2\text{н}} = 30^\circ\text{C}, t_{2\text{к}} = 135^\circ\text{C}, t_{3\text{н}} = 35^\circ\text{C}, t_{3\text{к}} = 140^\circ\text{C},$ температура воды на входе и выходе первого охладителя $t'_{1\text{в}} = 15^\circ\text{C}, t'_{2\text{в}} = 25^\circ\text{C},$ второго $t''_{1\text{в}} = 15^\circ\text{C}, t''_{2\text{в}} = 28^\circ\text{C}.$

Решение. Средняя степень повышения давления в ступени по формуле (2.27)

$$\epsilon_z = \sqrt[z]{\epsilon} = \sqrt[6]{\frac{p_2}{p_1}} = \sqrt[6]{\frac{0,9}{0,1}} = 1,44.$$

Теоретическая работа, затрачиваемая в компрессоре на сжатие 1 м^3 воздуха в изотермическом процессе, по формуле (2.3)

$$L_{\text{к.из}} = 2.303 p_1 V_1 \lg \frac{p_2}{p_1} =$$

$$= 2.303 \cdot 0.1 \cdot 10^6 \cdot 1 \lg \frac{0.9}{0.1} = 219700 \text{ Дж/м}^3.$$

Фактическая полная работа (Дж/м³), затраченная на сжатие 1 м^3 воздуха,

$$l_{\text{к}} = \rho c_p \Sigma (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}); \quad (2.47)$$

$$L_{\text{к}} = \rho c_p [(t_{1\text{к}} - t_{1\text{н}}) + (t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}}) + (t_{3\text{к}} - t_{3\text{н}})] = 1.2 \cdot 1.012 \cdot [(120 - 20) + (135 - 30) + (140 - 35)] = 376.5 \text{ кДж/м}^3 = 376500 \text{ Дж/м}^3.$$

Индикаторный изотермический к.п.д. компрессора

$$\eta_{\text{из}} = L_{\text{к.из}} / L_{\text{к}} \quad (2.48)$$

т.е. $\eta_{\text{из}} = 219700 / 376500 = 0.584$.

Мощность двигателя компрессора по формуле (2.34)

$$N = \frac{L_{\text{к.из}} V_{\text{мин}}}{60 \cdot 1000 \eta_{\text{из}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{п}}} = \frac{219700 \cdot 250}{60 \cdot 1000 \cdot 0.584 \cdot 0.97 \cdot 0.95} = 1700 \text{ кВт.}$$

Количество теплоты, отводимое от 1 кг воздуха в первом промежуточном охладителе, по формуле (2.39)

$$q_{\text{п.о1}} = c_p (t_{1\text{к}} - t_{2\text{н}}) = 1.012 (120 - 30) = 91.1 \text{ кДж/кг};$$

то же, во втором охладителе

$$q_{\text{п.о2}} = c_p (t_{2\text{к}} - t_{3\text{н}}) = 1.012 (135 - 35) = 101.2 \text{ кДж/кг.}$$

Полное количество теплоты, отводимое в компрессоре от 1 кг воздуха,

$$q_{\text{к}} = q_{\text{п.о1}} + q_{\text{п.о2}} = 91.1 + 101.2 = 192.3 \text{ кДж/кг.}$$

Количество воды для охлаждения 1 кг воздуха по формуле (2.41)

$$V_{\text{в.к}} = \frac{q_{\text{п.о1}}}{c_{\text{в}} (t'_{2\text{в}} - t'_{1\text{в}})} + \frac{q_{\text{п.о2}}}{c_{\text{в}} (t''_{2\text{в}} - t''_{1\text{в}})} =$$

$$= \frac{91.1}{4.19 (25 - 15)} + \frac{101.2}{4.19 (28 - 15)} = 4.03 \text{ л/кг.}$$

Часовой расход охлаждающей воды для всего компрессора по формуле (2.42)

$$V_{\text{в.ч}} = 60 \cdot 4.03 \cdot 1.2 \cdot 250 = 72540 \text{ л/ч} = 72.5 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Количество теплоты, отводимой в первом промежуточном охладителе в течение часа, по формуле (2.43)

$$Q_{\text{п.о1}} = 60 c_p \rho V_{\text{мин}} (t_{1\text{к}} - t_{2\text{н}}) = 60 \cdot 1.012 \cdot 1.2 \cdot 250 (120 - 30) = 1.64 \cdot 10^9 \text{ кДж} = 1.64 \cdot 10^9 \text{ Дж};$$

то же, во втором охладителе:

$$Q_{\text{п.о2}} = 60 c_p \rho V_{\text{мин}} (t_{2\text{к}} - t_{3\text{н}}) = 60 \cdot 1.012 \cdot 1.2 \cdot 250 (135 - 35) = 1.82 \cdot 10^9 \text{ кДж} = 1.82 \cdot 10^9 \text{ Дж.}$$

Средняя разность температур в первом охладителе между средними температурами воздуха и воды по формуле (2.44)

$$t_{\text{ср.1}} = \frac{t_{1\text{к}} + t_{2\text{н}}}{2} - \frac{t'_{2\text{в}} + t'_{1\text{в}}}{2} = \frac{120 + 30}{2} - \frac{25 + 15}{2} = 55 \text{ }^\circ\text{C};$$

то же, во втором охладителе:

$$t_{\text{ср.2}} = \frac{t_{2\text{к}} + t_{3\text{н}}}{2} - \frac{t''_{2\text{в}} + t''_{1\text{в}}}{2} = \frac{135 + 35}{2} - \frac{28 + 15}{2} = 63.5 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Площадь поверхности охлаждения первого промежуточного охладителя по формуле (2.45)

$$F_{\text{п.о1}} = \frac{Q_{\text{п.о1}}}{k_{\text{т}} t_{\text{ср.1}}} = \frac{1.64 \cdot 10^9}{3600 \cdot 45 \cdot 55} = 184 \text{ м}^2;$$

то же, второго охладителя:

$$F_{\text{п.о2}} = \frac{Q_{\text{п.о2}}}{k_{\text{т}} t_{\text{ср.2}}} = \frac{1.82 \cdot 10^9}{3600 \cdot 45 \cdot 63.5} = 177 \text{ м}^2.$$

Площади поверхностей охлаждения промежуточных охладителей принимаем одинаковыми по наибольшей из них, т.е. $F_{п.01} = F_{п.02} = 184 \text{ м}^2$.

Окончательно, с учетом 15 % запаса

$$F_{п.01} = F_{п.02} = 1,15 \cdot 184 = 212 \text{ м}^2.$$

Задачи

2.75. Определить индикаторный изотермический к.п.д. и мощность двигателя центробежного трехсекционного шестиступенчатого центробежного компрессора, если $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $p_2 = 0,9 \text{ МПа}$, $V_{\text{мин}} = 500 \text{ м}^3/\text{мин}$, $\eta_M = 0,98$, $\eta_n = 0,97$. Охладители установлены после первой и второй секций, а начальная и конечная температуры в каждой секции соответственно

$$t_1 = 20^\circ \text{C}, \quad t_2 = 110^\circ \text{C}.$$

2.76. Определить часовой расход охлаждающей воды для компрессора, по данным задачи 2.75, если начальная температура воды в промежуточных охладителях $t_{1в} = 10^\circ \text{C}$, а конечная $t_{2в} = 22^\circ \text{C}$.

2.77. Определить производительность трехсекционного шестиступенчатого центробежного компрессора, если $N = 810 \text{ кВт}$, $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $p_2 = 0,8 \text{ МПа}$, $\eta_M = 0,96$, $\eta_n = 0,95$. Температуры воздуха на входе и выходе каждой секции $t_1 = 10^\circ \text{C}$, $t_2 = 100^\circ \text{C}$.

2.78. Определить число ступеней сжатия центробежного компрессора и среднюю степень повышения давления в одной ступени, если $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $p_2 = 0,9 \text{ МПа}$, $\eta_{\text{из}} = 0,71$, $L_{\text{к.из}} = 219,7 \text{ кДж/м}^3$. Температура воздуха на входе и выходе каждой секции: $t_1 = 20^\circ \text{C}$, $t_2 = 105^\circ \text{C}$.

2.79. Определить производительность центробежного трехсекционного компрессора и мощность двигателя для него, если $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, $p_2 = 0,9 \text{ МПа}$, $\eta_M = 0,94$, $\eta_n = 0,95$. Охладители установлены после каждой секции. Температура воздуха на входе и выходе каждой секции: $t_1 = 25^\circ \text{C}$, $t_2 = 110^\circ \text{C}$; температура воды на входе и выходе каждого охладителя: $t_{1в} = 17^\circ \text{C}$; $t_{2в} = 30^\circ \text{C}$; часовой расход охлаждающей воды для всего компрессора $V_{в.ч} = 39,3 \text{ м}^3/\text{ч}$.

3. КОМПРЕССОРНЫЕ СТАНЦИИ И ВОЗДУХОПРОВОДНЫЕ СЕТИ

Пример расчета 2.11. Рассчитать пневматическую установку для шахты с годовой производительностью $A_r = 1,2 \text{ млн. т}$ угля, разрабатывающую крутые пласты на глубине 400 м. Схема воздухопроводной сети показана на рис. 2.4. Порядок отработки шахтного поля — прямой.

На участках I, II и IV работают комбайны и по два отбойных молотка, а на участках III, V и VI — по 11 отбойных молотков. На

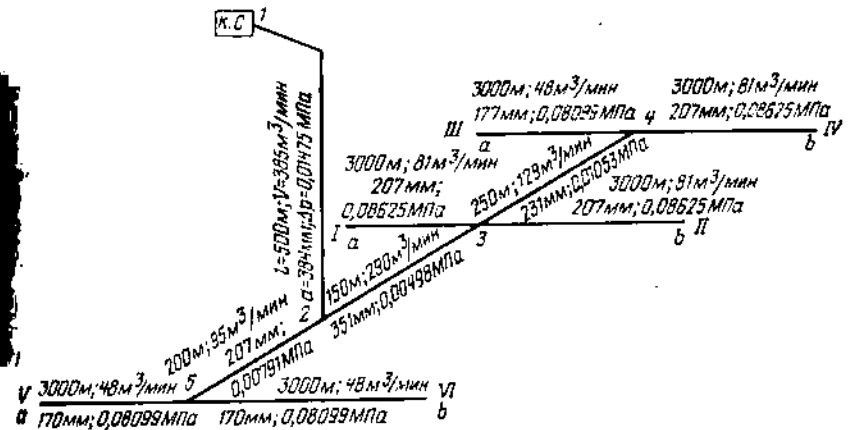


Рис. 2.4. Схема воздухопроводной сети к примеру 2.11

каждом участке, кроме того, работают два бурильных молотка, одна породопогрузочная машина, одна маневровая лебедка и один вентилятор местного проветривания.

Решение. 1. Производительность ($\text{м}^3/\text{мин}$) компрессорной станции [4]

$$V_{\text{к.с}} = k_c \varphi \left\{ \mu \left(\sum V_{ni} n_{ni} k_{ni} k_{di} k_{zi} k_{vi} k_{pi} + 2,7 \sqrt{\sum V_{ni}^2 n_{ni} (k_{ni} k_{di} k_{zi})^2 k_{vi} (1 - k_{vi}) k_{pi}} + V_{\text{пр}} n_{\text{пр}} k_{\text{пр}} \right) + \sum V_{\text{вт}} (k_{\text{вт}}) \right\}, \quad (2.49)$$

где k_c — коэффициент сезонности, учитывающий зависимость производительности компрессорной станции от температуры всасываемого воздуха: при $t = -10^\circ \text{C}$ $k_c = 0,893$; при 0°C — 0,932; 10°C — 0,966; 20°C — 1,0; 30°C — 1,034; 40°C — 1,068. За температуру всасываемого воздуха принимают среднемесячную температуру июля; $\varphi = 1,02$ — коэффициент, учитывающий возможность повышения давления по сравнению с расчетным; $\mu = 1,05$ — коэффициент расхода воздуха неучтенными потребителями; i — номер группы однотипных потребителей; V_n — расход воздуха одним потребителем данной группы; n_n — количество однотипных потребителей; k_n — коэффициент износа, связывающий увеличение расхода воздуха с износом потребителей; k_d — коэффициент давления, учитывающий зависимость расхода воздуха от его давления; k_z — коэффициент загрузки, показывающий изменение расхода воздуха потребителем при отклонении фактической нагрузки от номинальной и при регулировании; k_v — коэффициент включения, т.е. использования потребителя во времени; k_p — коэффициент оменности, показывающий, что работающих потребителей меньше подк-

люченных к пневмосети (при проектировании новых компрессорных станций принимают $k_n = 1$, т.е. предусматривая возможность самого напряженного периода — работы всех потребителей одновременно); $V_{пр} = 0,5 \text{ м}^3/\text{мин}$ — предельно допустимые утечки на присоединении одного потребителя; $n_{пр}$ — количество присоединений потребителей; $k_{пр}$ — коэффициент отклонения фактического давления в местах присоединения потребителей от допустимого среднего избыточного $p_{и. пр} = 0,4$ (при проектировании новых компрессорных станций принимают $k_{пр} = 1$); $V_{ут}$ — предельно допустимые значения утечек сжатого воздуха на 1 км магистрального воздухопровода [принимают равными от компрессора до главного квершлага включительно $3,0 \text{ м}^3/(\text{мин} \cdot \text{км})$ при среднем по длине избыточном давлении 0,6 МПа; для воздухопроводов групповых и участковых штрехов $4 \text{ м}^3/(\text{мин} \cdot \text{км})$ при средних избыточных давлениях по длине соответственно 0,5 и 0,4 МПа]; l — длина одного из указанных выше участков магистрального воздухопровода; $k_{ут}$ — коэффициент отклонения фактического давления сжатого воздуха на участках магистрального воздухопровода от допустимого среднего по длине давления. При проектировании новых компрессорных станций $k_{ут} = 1$.

Упростив формулу (2.49), получим

$$V_{к.с} = k_c \varphi \left[\mu (\sum V_{n_i} n_{n_i} k_{o1i} + 2,7 \sqrt{\sum V_{n_i}^2 n_{n_i} k_{o2i} + V_{пр} n_{пр} k_{пр}}) + \sum V_{ут} / k_{ут} \right]. \quad (2.50)$$

Необходимые для расчетов по формуле (2.50) данные о потребителях сжатого воздуха приведены в прил. 3.

Расчеты по первому слагаемому и подкоренному выражению формулы (2.50) даны в табл. 2.1.

Производительность компрессорной станции на горизонте по формуле (2.50) при коэффициенте сезонности $k_c = 1$: в конце работ

$$V_{к.с} = 1 \cdot 1,02 [1,05 (213,01 + 2,7 \sqrt{195,05 + 0,5 \cdot 75 \cdot 1}) + (3 \cdot 1,1 \cdot 1 + 4 \cdot 18 \cdot 1)] = 385 \text{ м}^3/\text{мин};$$

в начале работ

$$V_{к.с} = 1 \cdot 1,02 [1,05 (213,01 + 2,7 \sqrt{195,05 + 0,5 \cdot 75 \cdot 1}) + 3 \cdot 1,1 \cdot 1] = 312 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

2. Расход воздуха на утечки: в конце работ на горизонте

$$\sum V_{ут.к} = \frac{0,5 \cdot 75 + 3 \cdot 1,1 + 4 \cdot 18}{385} 100 = 29,3 \%,$$

Таблица 2.1

Потребители		Номинальный расход воздуха потребителем $V_{п'}$ $\text{м}^3/\text{мин}$	Коэффициенты			
Наименование	Число $n_{п}$		k_{o1}	k_{o2}	$V_{n_i} n_{n_i} k_{o1}$	$V_{n_i}^2 n_{n_i} k_{o2}$
Камбайы	3	48	0,52	0	74,88	0
Лоподки комбай- ны	3	21	0,53	0	33,39	0
Отбойные молотки	39	1,1	0,65	0,14	27,89	6,61
Зурильные молот- ки	12	4,3	0,33	0,2	17,03	44,38
Маневровые ле- бедки	6	14	0,08	0,06	6,72	70,56
Приподогрезоч- ные машины	6	35	0,07	0,01	14,7	73,5
Вентиляторы мест- ного проветрива- ния	6	8	0,8	0	38,4	0
Итого:	75				213,01	195,05

в начале работ на горизонте

$$\sum V_{ут.н} = \frac{0,5 \cdot 75 + 3 \cdot 1,1}{312} 100 = 13,1 \%$$

Среднее значение расхода воздуха на утечки за период работы на горизонте 21,2 %.

3. Тип и число компрессоров. Для компрессорных станций производительностью до $500 \text{ м}^3/\text{мин}$ применяют поршневые компрессоры, более $500 \text{ м}^3/\text{мин}$ — как правило, центробежные компрессоры. При выборе количества компрессоров следует учитывать снижение их производительности вследствие износа. Коэффициент износа $k_{из}$ принимается для поршневых компрессоров производительностью $50 \text{ м}^3/\text{мин}$ и $100 \text{ м}^3/\text{мин}$ равным соответственно 0,9 и 0,95; центробежных производительностью $250 \text{ м}^3/\text{мин}$ и $500 \text{ м}^3/\text{мин}$ — соответственно 0,87 и 0,94.

Резерв компрессоров принимают из расчета на один — два работающих один резервный; на три — пять работающих — два резервных; на 6 — 12 работающих — три резервных.

По расчетной производительности компрессорной станции $V_{к.с} = 385 \text{ м}^3/\text{мин}$ принимаем шесть компрессоров 4М10-100/8 производительностью $100 \text{ м}^3/\text{мин}$, из которых в работе будут четыре: в начале и конце работ на горизонте. Два компрессора резервные.

Таблица 2.2

Потребители		Номиналь- ный рас- ход возду- ха пот- ребителем $V_{п'}$ м ³ /мин	Коэффициенты		$V_{п' n_{п' k_{01}}}$	$V_{п' n_{п' k_{02}}}$
Наименование	Коли- чество $n_{п}$		k_{01}	k_{02}		
Участок 2-3						
Комбайны	3	48	0,52	0	74,88	0
Лебедки ком- байнов	3	21	0,53	0	33,39	0
Отбойные мо- лотки	17	1,1	0,65	0,14	12,16	2,88
Бурильные мо- лотки	8	4,3	0,33	0,2	11,35	29,58
Маневровые ле- бедки	4	14	0,08	0,06	4,48	47,04
Породопогру- зочные машины	4	35	0,07	0,01	9,8	49
Вентиляторы местного про- ветривания	4	8	0,8	0	25,6	0
Итого	43				171,66	128,5

При коэффициенте износа $k_V = 0,95$ производительность работающих компрессоров составит $4 \cdot 100 \cdot 0,95 = 380 \text{ м}^3/\text{мин}$.

4. Расчет воздухопроводной сети. Цель расчета воздухопроводной сети — определение давления сжатого воздуха у компрессорной станции, при котором каждый из потребителей пневмоэнергии имеет гарантированное рабочее давление.

При расчете схему воздухопроводной сети разбиваем на участки, начало и конец каждого из которых определяем точками разветвления сети. Для всех участков последовательно рассчитываем количество воздуха, проходящего по участку; необходимые диаметры труб; потери давления. По линии с наибольшим падением давления от самого удаленного потребителя до компрессора с учетом потерь давления в гибких воздухопроводах и рабочего давления у потребителя находим необходимые давления у компрессорной станции.

Участок 1 — 2. Расход воздуха на этом участке равен производительности компрессорной станции, т.е. $V_{1-2} = 385 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Расходы воздуха на участках сети определяем по формуле (2.50). В табл. 2.2 находим первое слагаемое и подкоренное выражение данной формулы применительно к участку 2 — 3.

Участок 2 — 3. Количество присоединений $n_{пр} = 43$; длина подключенного воздухопровода квершлага 400 м, штреков — 12 км.

$$V_{2-3} = 1 \cdot 1,02 [1,05 (171,66 + 2,7 \sqrt{128,5} + 0,5 \cdot 43) + (3 \cdot 0,4 \cdot 1 + 4 \cdot 12 \cdot 1)] = 290 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

В дальнейших расчетах исходим из того, что комбайновые участки I, II и IV имеют идентичное оборудование; это относится и к участкам III, V и IV, где применяются отбойные молотки. Следовательно,

$$V_{2-5} = V_{1-2} - V_{2-3} = 385 - 290 = 95 \text{ м}^3/\text{мин};$$

$$V_{5-a} = V_{5-b} = V_{4-a} = V_{2-5}/2 = 95/2 \approx 48 \text{ м}^3/\text{мин};$$

$$V_{3-a} = V_{3-b} = V_{4-b} = (V_{2-3} - V_{4-a})/3 = (290 - 48) \cdot 3 \approx 81 \text{ м}^3/\text{мин};$$

$$V_{3-4} = V_{4-a} + V_{4-b} = 48 + 81 = 129 \text{ м}^3/\text{мин}.$$

Если оборудование добычных и проходческих участков не идентично, то расходы воздуха на участках сети следует рассчитывать так же, как для участка 2 — 3.

Оптимальные диаметры труб находим по рис. 2.5. Стандартные диаметры (табл. 2.3) принимаем по прил. 2.

Эквивалентная длина при определении расчетной длины l_p участков сети принята равной 10 % от фактической. Средняя плотность (кг/м³)

Таблица 2.3

Участок сети (см. рис. 2.4)	Расход воздуха на участ. кг V , м ³ /мин	Диаметры труб, мм			Фактическая длина участков труб l , ф. м	Расчетная длина с учетом эквивалентной длины l_p , м	Скорость воздуха в трубе v , м/с	Расчетные потери давления на участке сети Δp , МПа
		Оптимальный по рис. 2.5, мм	Принятый наружный стандартный, мм	Принятый внутренний d , мм				
1-2	385	360	402	384	500	550	8,61	0,01475
2-3	290	320	351	335	150	165	8,53	0,00498
3-4	129	230	245	231	250	275	7,98	0,01053
2-5	95	200	219	207	200	220	7,32	0,00791
4-a	48	150	180	170	3000	3300	5,48	0,08099
4-b	81	190	219	207	3000	3300	6,24	0,08625
3-a	81	190	219	207	3000	3300	6,24	0,08625
3-b	81	190	219	207	3000	3300	6,24	0,08625
5-a	48	150	180	170	3000	3300	5,48	0,08099
5-b	48	150	180	170	3000	3300	5,48	0,08099

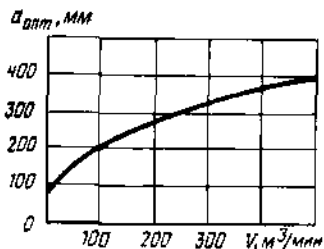


Рис. 2.6. Номограмма для определения оптимального диаметра труб

воздуха на всех участках сети принята одинаковой и вычислена по формуле

$$\rho_{ср} = \frac{p_{к.с} + p_{п}}{2RT_{ср}}, \quad (2.51)$$

где $p_{к.с}$ и $p_{п}$ — абсолютные давления у компрессорной станции и потребителей, МПа; $R = 287$ Дж/(кг · К) — газовая постоянная воздуха; $T_{ср} = 273 + 20 = 293$ К — средняя температура сжатого воздуха в сети.

Принимая избыточное давление у наиболее удаленного потребителя 0,5 МПа и максимально возможные потери давления 0,2 МПа, получим давление у компрессорной станции 0,7 МПа. Следовательно,

$$\rho_{ср} = \frac{(0,8 + 0,6) \cdot 10^6}{2 \cdot 287 \cdot 293} = 8,32 \text{ кг/м}^3.$$

Скорость (м/с) движения воздуха в трубах

$$v = \frac{4\rho_0 V}{60\pi d^2 \rho_{ср}}, \quad (2.52)$$

где $\rho_0 = 1,293$ кг/м³ — плотность воздуха при нормальных условиях; V — расход воздуха на участке сети, м³/мин; d — внутренний диаметр труб участка сети, м, тогда для участка 1 — 2:

$$v_{1-2} = \frac{4 \cdot 1,293 \cdot 385}{60 \cdot 3,14 \cdot 0,384^2 \cdot 8,32} \approx 8,61 \text{ м/с.}$$

Рассчитанные для всех участков скорости приведены в табл. 2.3.

Падение давления (Па) на участке сети

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho_{ср}, \quad (2.53)$$

где $\lambda = 0,0334$ — коэффициент гидравлического трения, тогда для участка 1 — 2:

$$\Delta p_{1-2} \approx 0,0334 \frac{550}{0,384} \frac{8,61^2}{2} 8,32 \cdot 10^{-6} = 0,01475 \text{ МПа.}$$

Вычисленные для всех участков падения давления приведены в табл. 2.3.

По данным табл. 2.3 потери давления от компрессора до самого удаленного участка по наиболее напряженной линии магистрального воздухопровода 1 — 2 — 3 — 4 — б:

$$\Sigma \Delta p_M = 0,01475 + 0,00498 + 0,01053 + 0,08625 = 0,117 \text{ МПа.}$$

Потери давления (МПа) с учетом потерь в гибких воздухопроводах (шлангах)

$$\Sigma \Delta p = \Sigma \Delta p_M + \Delta p_{ш}, \quad (2.54)$$

где $\Delta p_{ш}$ — допустимые потери давления в гибких воздухопроводах, МПа; в воздухопроводах приемников, расположенных на штреке длиной 5 — 15 м, $\Delta p_{ш} = 0,03 \div 0,05$ МПа; в воздухопроводах молотковой лавы длиной 100 — 150 м $\Delta p_{ш} = 0,05 \div 0,08$ МПа; в воздухопроводах комбайнов, щитовых агрегатов длиной 120 — 180 м $\Delta p_{ш} = 0,08 \div 0,12$ МПа.

В конце линии 1 — 2 — 3 — 4 — б расположен комбайновый участок. Принимая $\Delta p_{ш} = 0,08$ МПа, получим

$$\Sigma \Delta p = 0,117 + 0,08 = 0,197 \text{ МПа,}$$

что меньше допустимого $\Sigma \Delta p = 0,2$ МПа.

При $\Sigma \Delta p > 0,2$ МПа необходимо увеличить диаметр труб, особенно на протяженных участках сети.

С учетом избыточного давления у потребителя $p_{п} = 0,5$ МПа необходимое избыточное давление у компрессорной станции

$$p_{к.с} = p_{п} + \Sigma \Delta p = 0,5 + 0,197 = 0,697 \text{ МПа.} \quad (2.55)$$

Принимаем $p_{к.с} = 0,7$ МПа.

5. Техничко-экономические показатели. Принимаем 20 ч работы компрессоров в сутки и 300 рабочих дней в году.

Средняя производительность компрессорной станции в период работы на горизонте

$$V_{ср} = (385 + 312) / 2 = 348,5 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Среднегодовая выработка (м³) сжатого воздуха

$$V_{г} = 60 V_{ср} n_{ч} n_{д}, \quad (2.56)$$

$$\text{т.е. } V_{г} = 60 \cdot 348,5 \cdot 20 \cdot 300 = 125,46 \cdot 10^6 \text{ м}^3.$$

Работа, затраченная на сжатие 1 м^3 воздуха, по формуле (2.22)

$$L_{\text{к.ад}} = z \frac{k}{k-1} \rho_1 V_1 \left[\left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{\frac{k-1}{zk}} - 1 \right] =$$

$$= 2 \frac{1,4}{1,4-1} 0,1 \cdot 10^6 \cdot 1 \left[\left(\frac{0,8}{0,1} \right)^{\frac{1,4-1}{2 \cdot 1,4}} - 1 \right] = 242130 \text{ Дж.}$$

Потребляемая мощность по формуле (2.33)

$$N_{\text{к}} = \frac{L_{\text{к.ад}} V_{\text{мин}}}{1000 \cdot 60 \eta_{\text{ад}} \eta_{\text{м}}} = \frac{242130 \cdot 100}{1000 \cdot 60 \cdot 0,9 \cdot 0,9} = 498 \text{ кВт.}$$

Компрессор 4М10-100/8 поставляется комплектно с электродвигателем СДК 2-17-26-12К мощностью 630 кВт, $n = 500$ об/мин, напряжением 6000 В.

Годовой расход (кВт · ч) электроэнергии

$$W_{\text{г}} = k_{\text{в.н}} \frac{\sum N_{\text{к}}}{\eta_{\text{д}} \eta_{\text{с}}} n_{\text{ч}} n_{\text{д}} \quad (2.57)$$

где $k_{\text{в.н}} = 1,02 \div 1,04$ — коэффициент расхода электроэнергии на подачу охлаждающей воды и вспомогательные нужды (освещение, питание генераторов возбуждения, вентиляция и т.д.); $\sum N_{\text{к}}$ — суммарная расчетная мощность двигателей компрессоров, работающих одновременно, кВт; $\eta_{\text{д}}$ — к.п.д. двигателя; $\eta_{\text{с}} = 0,95$ — к.п.д. электрической сети.

В числовом выражении

$$W_{\text{г}} = 1,04 \frac{4 \cdot 498}{0,9 \cdot 0,95} 20 \cdot 300 = 14,54 \cdot 10^6 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

Расход сжатого воздуха на 1 т угля

$$V_{\text{т}} = \frac{V_{\text{г}}}{A_{\text{г}}}, \quad (2.58)$$

$$\text{т.е. } V_{\text{т}} = \frac{125,46 \cdot 10^6}{1,2 \cdot 10^6} = 104,6 \text{ м}^3/\text{т.}$$

Расход электроэнергии на 1 т угля

$$W_{\text{т}} = \frac{W_{\text{г}}}{A_{\text{г}}}, \quad (2.59)$$

$$\text{т.е. } W_{\text{т}} = \frac{14,54 \cdot 10^6}{1,2 \cdot 10^6} = 12,12 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{т.}$$

Расход электроэнергии на 1 м^3 воздуха

$$W_{\text{м}^3} = \frac{W_{\text{г}}}{V_{\text{г}}}, \quad (2.60)$$

$$\text{т.е. } W_{\text{м}^3} = \frac{14,54 \cdot 10^6}{125,46 \cdot 10^6} = 0,116 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3.$$

Задачи

2.80. Определить производительность компрессорной станции в начале и конце работы на горизонте, а также средний расход воздуха на утечки за период работы на горизонте, если в шахте работает следующее оборудование: три щитовых агрегата АЩМ, три насосные станции СНУ-5П, 16 отбойных молотков МО-6П, буровая установка "Стрела-77" — восемь бурильных молотков ПР-27, четыре породопогрузочные машины ПППН-5П, четыре вентилятора ВМП-5, четыре маневровые лебедки ЛВП-34, четыре лебедки ШВП для доставки материалов в лаву. Общая длина воздухопровода на поверхности, в стволе и квершлагах 1300 м, на штреках в начале работы на горизонте 800 м, в конце — 11000 м.

2.81. По результатам задачи 2.80 определить технико-экономические показатели компрессорной станции. В работе постоянно находится пять компрессоров 4М10-100/8 с параметрами: $N_{\text{к}} = 500$ кВт, $n_{\text{ч}} = 20$, $n_{\text{д}} = 300$, $\eta_{\text{д}} = 0,93$, $\eta_{\text{с}} = 0,95$, $k_{\text{в.н}} = 1,03$, $A_{\text{г}} = 1,5$ млн. т.

2.82. Определить производительность компрессорной станции в момент окончания работ на горизонте, а также расход воздуха на утечки. В шахте работает оборудование: четыре щитовых агрегата АЩМ, два комбайна "Поиск-2", шесть насосных станций СНУ-5П, две комбайновые лебедки 1ЛГКН, 12 бурильных молотков ПР-27, шесть породопогрузочных машин ПППН-5П, шесть вентиляторов ВМП-5, шесть маневровых лебедок ЛВП-13, шесть лебедок ШВП для доставки материалов в лаву. Общая длина воздухопровода на поверхности, в стволе и квершлагах 1500 м, на штреках — 15000 м.

2.83. Рассчитать оптимальный диаметр для участка сети длиной $l_{\text{ф}} = 2,5$ км, при расходе воздуха $V = 150 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Принять стандартный диаметр труб при толщине стенки $\delta = 7$ мм. Найти скорость воздуха и потери давления, если $\rho_{\text{ср}} = 8,5 \text{ кг}/\text{м}^3$.

2.84. Определить стандартные диаметры труб и потери давления на участках сети, проложенной на поверхности и по стволу — участок 1 — 2

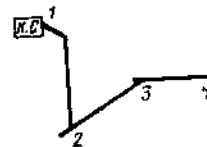


Рис. 2.6. Схема трубопровода к задаче 2.84

(рис. 2.6), в квершлаг 2 - 3, штреке 3 - 4, если расходы воздуха $V_{1-2} = 450 \text{ м}^3/\text{мин}$; $V_{3-4} = 210 \text{ м}^3/\text{мин}$, $V_{3-4} = 125 \text{ м}^3/\text{мин}$. Длины участков $l_{\text{ф}1-2} = 850 \text{ м}$, $l_{\text{ф}2-3} = 400 \text{ м}$, $l_{\text{ф}3-4} = 2800 \text{ м}$. Средняя плотность воздуха $\rho_{\text{ср}} = 8,3 \text{ кг/м}^3$.

2.85. Для условий задачи 2.84 рассчитать необходимое избыточное давление у компрессорной станции, приняв давление у потребителя $p_{\text{п}} = 0,5 \text{ МПа}$ и потери давления в гибком воздухопроводе комбайновой лавы $\Delta p_{\text{ш}} = 0,1 \text{ МПа}$.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ШАХТНЫЕ ПОДЪЕМНЫЕ УСТАНОВКИ

1. МЕХАНИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

§ 1. ПОДЪЕМНЫЕ КАНАТЫ

Примеры расчета

3.1. Рассчитать и выбрать стандартный подъемный канат для грузоподъемной подъемной установки с равновесным уравновешивающим канатом (рис. 3.1).

Расстояние от нижней приемной площадки до оси верхнего направляющего шкива $H_{\text{к}} = 450 \text{ м}$ (нижняя приемная площадка для клеток - уровень околоствольного двора, для скипов - уровень их загрузки в зумпфе). Клеть двухэтажная 2УКНЗ,3-3 на одну вагонетку АГ-1,0 в этаже. Вместимость вагонетки - 1 м^3 , собственная масса - 509 кг. Собственная масса клетки 5700 кг. Так как установка грузоподъемная, то она может транспортировать и породу, плотностью 2200 кг/м^3 (плотность угля $1200 - 1300 \text{ кг/м}^3$). Следовательно, полезная масса $Q_{\text{п}} = 2 \cdot 2200 =$

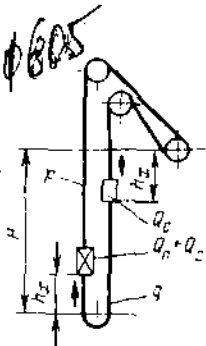


Рис. 3.1. К расчету подъемных канатов

$= 4400 \text{ кг}$, а общая масса, которую воспринимает канат $Q_{\text{п}} + Q_{\text{с}} = 4400 + 5700 + 2 \cdot 509 = 11118 \text{ кг}$.

Решение. Принимаем канат с временным сопротивлением разрыву $\sigma_{\text{в}} = 1568 \text{ МПа/мм}^2$.

Так как установка грузоподъемная, то запас прочности нового каната по Правилам безопасности (ПБ) $z \geq 7,5$ (для одноканатных грузовых установок $z \geq 6,5$, для людских $z \geq 9$, для установок со шкивом трения $z \geq 8$; для многоканатных грузовых $z \geq 7$, людских, грузоподъемных установок $z \geq 8$).

Условная плотность каната круглопрядной конструкции $\rho_0 = 9400 \text{ кг/м}^3$.

Линейная масса каната (кг/м) для установок с равновесным уравновешивающим канатом ($q = \rho$) и без него ($q = 0$):

$$\rho = \frac{Q_{\text{п}} + Q_{\text{с}}}{\frac{\sigma_{\text{в}}}{gz \rho_0} - H_{\text{к}}} \quad (3.1)$$

Подставив числовые данные в формулу (3.1), получим:

$$\rho = \frac{4400 + 6718}{\frac{1568 \cdot 10^6}{9,81 \cdot 7,5 \cdot 9400} - 450} = 6,12 \text{ кг/м}$$

Расчетная масса 1000 м каната $m_{\text{р}} = 6,12 \cdot 1000 = 6120 \text{ кг}$.

Принимаем $m_0 = 6349$ (см. прил. 6), тогда $\rho = 6,349 \text{ кг/м}$. Суммарное разрывное усилие всех проволок каната $Q_{\text{р}} = 1\,010\,000 \text{ Н}$.

Запас прочности каната

$$z = \frac{Q_{\text{р}}}{g(Q_{\text{п}} + Q_{\text{с}} + \rho H_{\text{к}})} \quad (3.2)$$

$$\text{т.е. } z = \frac{1\,010\,000}{9,81(4400 + 6718 + 6,349 \cdot 450)} = 7,37,$$

что недопустимо ПБ. Поэтому по прил. 6 принимаем канат с $\rho = 7,397 \text{ кг/м}$ и $Q_{\text{р}} = 1\,175\,000 \text{ Н}$. Запас прочности этого каната

$$z = \frac{1\,175\,000}{9,81(4400 + 6718 + 7,397 \cdot 450)} = 8,29,$$

что по ПБ допустимо.

Окончательно выбираем стандартный подъемный канат с $\rho = 7,397 \text{ кг/м}$ и $Q_{\text{р}} = 1\,175\,000 \text{ Н}$, диаметр каната $d_{\text{к}} = 45 \text{ мм}$.

3.2. Рассчитать и выбрать стандартный подъемный канат для скиповой установки с тяжелым уравновешивающим канатом при отношении линейной массы q уравновешивающего каната к массе p подъемного каната $\mu_k = q/p = 1,15 \div 1,25$, $H_k = 520$ м. Используется скип 2СН9,5-1 с $Q_c = 8460$ кг и $Q_n = 8500$ кг; $z \geq 6,5$; $\sigma_b = 1568$ Н/мм².

Решение. Линейная масса подъемного каната для установок с тяжелым уравновешивающим канатом

$$p = \frac{Q_n + Q_c}{\frac{\sigma_b}{qz p_0} - \mu_k H_k} \quad (3.3)$$

$$\text{т.е. } p = \frac{8500 + 8460}{\frac{1568 \cdot 10^6}{9,81 \cdot 6,5 \cdot 9400} - 1,25 \cdot 520} = 8,63 \text{ кг/м.}$$

Принимаем канат с $p = 9,94$ кг/м и $Q_p = 1575000$ Н (см. прил. 6) и уравновешивающий канат с $q = 11,5$ кг/м (см. прил. 7), тогда $\mu_k = 11,5/9,94 = 1,16$.

Запас прочности каната

$$z = \frac{Q_p}{g(Q_n + Q_c + qH_k)} \quad (3.4)$$

$$\text{т.е. } z = \frac{1575000}{9,81(8500 + 8460 + 11,5 \cdot 520)} = 6,99,$$

что допустимо ПБ.

Окончательно принимаем стандартный подъемный канат с $p = 9,94$ кг/м и $Q_p = 1575000$ Н; $d_k = 50,5$ мм и уравновешивающий плоский канат с $q = 11,5$ кг/м шириной $b = 170$ мм и толщиной $\delta = 27,5$ мм.

3.3. Рассчитать и выбрать для скиповой установки без уравновешивающего каната стандартный подъемный канат с двойным запасом прочности, разрешенным ПБ для установок с $H_k > 600$ м, скип 1СН 11-1 с $Q_c = 8900$ кг, $Q_n = 9300$ кг (при загрузке углем); $H_k = 675$ м; $\sigma_b = 1568$ Н/мм².

Решение. Разрывное усилие на канат без учета его массы

$$Q_p = zg(Q_n + Q_c). \quad (3.5)$$

По ПБ для людских установок $z \geq 13$, для грузоподъемных $z \geq 10$, для грузовых $z \geq 8,5$, для одноканатных со шкивами трения $z \geq 11,5$, для многоканатных грузовых подъемов $z \geq 9,5$.

$$Q_p = 8,5 \cdot 9,81(9300 + 8900) = 1517610 \text{ Н.}$$

Ориентировочно принимаем канат с $p = 9,94$ кг/м, $Q_p = 1575000$ Н (см. прил. 6).

Запас прочности каната с учетом собственной и полезной массы скипа и массы каната длиной 675 м по формуле (3.2)

$$z = \frac{1575000}{9,81(9300 + 8900 + 9,94 \cdot 675)} = 6,45,$$

что допустимо ПБ (так как z должно быть: не ниже 4,5 для грузовых установок и не ниже 5 — для грузоподъемных). Проверка по формуле (3.2) без учета массы подъемного каната: $z = 8,82$.

Окончательно принимаем стандартный канат со следующими параметрами: $p = 9,94$ кг/м, $d_k = 50,5$ мм, $Q_p = 1575000$ Н.

3.4. Рассчитать и выбрать стандартный подъемный канат для многоканатной скиповой подъемной установки, если $H_k = 720$ м, скип 2СН 15-2 с собственной массой 16700 кг, полезная масса угля 13000 кг, подъемная машина МК 3,25 x 4 (3,25 м — диаметр шкива, 4 — число подъемных канатов), $z \geq 7$; $\sigma_b = 1764$ Н/мм².

Решение. Суммарная линейная масса всех подъемных канатов по формуле (3.1)

$$\Sigma p = \frac{13000 + 16700}{\frac{1764 \cdot 10^6}{9,81 \cdot 7 \cdot 9400} - 720} = 14,76 \text{ кг/м.}$$

Масса одного подъемного каната

$$p = \Sigma p / n_k, \quad (3.6)$$

где n_k — число подъемных канатов.

В числовом выражении

$$p = 14,76/4 = 3,69 \text{ кг/м.}$$

Принимаем подъемный канат с $p = 4,155$ кг/м; $Q_p = 742500$ Н; $d_k = 33$ мм (см. прил. 6) и два уравновешивающих плоских каната с линейной массой каждого $q = 8,56$ кг/м (см. прил. 7).

Запас прочности выбранных канатов с учетом

$$n_{k,y} q > n_k p \quad (2 \times 8,56 > 4 \times 4,155) \quad (3.7)$$

$$z = \frac{n_k Q_p}{g(Q_n + Q_c + n_{k,y} q H_k)} \quad (3.8)$$

Если $n_{k,y} q < n_k p$, то

$$z = \frac{n_k Q_p}{g(Q_n + Q_c + n_k \rho H_k)} = \frac{4 \cdot 742500}{9,81(13000 + 16700 + 2 \cdot 8,56 \cdot 720)} = 7,2,$$

что допустимо ПБ.

3.5. Рассчитать и выбрать для многоканатной скиповой подъемной установки стандартный канат с двойным значением запаса прочности, если $H_k = 1100$ м. Скип ЗСН 20-2 с собственной массой 17800 кг, полезная масса угля 17500 кг; $\sigma_B = 1764$ мм²; подъемная машина МК 4x4 (МК — многоканатная, 4 — диаметр шкива, 4 — число подъемных канатов); $n_{к.у} q < n_{к.р}^*$.

Решение. Суммарное разрывное усилие на четыре ($n_k = 4$) подъемных каната

$$Q_{р.п} = qz(Q_n + Q_c). \quad (3.9)$$

Для многоканатных установок согласно ПБ $z = 9,5$.

После подстановки данных в формулу (3.9)

$$Q_{р.п} = 9,81 \cdot 9,5(17500 + 17800) = 3\,290\,000 \text{ Н.}$$

Разрывное усилие на один подъемный канат

$$Q_p = Q_{р.п} / n_k, \quad (3.10)$$

т.е. $Q_p = 3\,290\,000 / 4 = 822\,500$ Н.

Ориентировочно принимаем канат с $\rho = 4,965$ кг/м; $Q_p = 887\,000$ Н (см. прил. 6).

Запас прочности каната с учетом собственной полезной массы скипа и массы каната длиной $H_k = 1100$ м по формуле (3.8)

$$z = \frac{4 \cdot 887\,000}{9,81(17500 + 17800 + 4 \cdot 4,965 \cdot 1100)} = 6,33,$$

что допустимо, так как минимальное значение $z = 4,5$. Проверка по формуле (3.7) без учета массы каната: $z = 10,25$.

Окончательно принимаем стандартный канат со следующими данными: $\rho = 4,965$ кг/м; $d_k = 36,5$ мм; $Q_p = 887\,000$ Н.

3.6. Определить допустимую ПБ общую массу, воспринимаемую канатом ($Q_n + Q_c$) на подъемный канат системы с равновесным подвес-

ным канатом грузоподъемной установки. Дано: диаметр каната $d_k = 42$ мм, временное сопротивление разрыву каната $\sigma_B = 1568$ Н/мм², запас прочности каната по ПБ $z \geq 7,5$, расстояние от нижней приемной площадки до оси верхнего направляющего шкива $H_k = 500$ м.

Решение. На основании формулы (3.2) общая масса, воспринимаемая канатом,

$$Q_n + Q_c = \frac{Q_p}{gz} - \rho H_k. \quad (3.11)$$

По значениям d_k и σ_B находим, что линейная масса каната $\rho = 6,349$ кг/м, разрывное усилие на канат $Q_p = 1\,010\,000$ Н (см. прил. 6).

$$Q_n + Q_c = \frac{1\,010\,000}{9,81 \cdot 7,5} - 6,349 \cdot 500 = 10553 \text{ кг.}$$

3.7. Определить допустимое значение $Q_n + Q_c$ для каната рассчитанного с двойным запасом прочности. Установка грузоподъемная с уравновешивающим канатом. Замером на действующей установке на шахте установлено, что диаметр подъемного каната $d_k = 45$ мм, уравновешивающий канат — плоский шириной $b = 145$ мм и толщиной $\delta = 23,5$ мм. Временное сопротивление разрыву проволок подъемного и уравновешивающего канатов $\sigma_B = 1568$ Н/мм²; расстояние от нижней приемной площадки до оси верхнего направляющего шкива $H_k = 700$ м.

Решение. По прил. 6, 7 и нашим данным выбираем подъемный канат с $d_k = 45$ мм, $\rho = 7,397$ кг/м, разрывным усилием $Q_p = 1\,175\,000$ Н и уравновешивающий канат, ширина и толщина которого соответственно 145 мм и 23,5 мм, $q = 8,56$ кг/м.

Установка должна быть с тяжелым уравновешивающим канатом, так как $q > \rho$, $\mu_k = q/\rho = 8,56/7,397 = 1,15$.

По запасу прочности каната $z = 10$ и на основании формулы (3.5)

$$Q_n + Q_c = 1\,175\,000 / (9,81 \cdot 10) = 11980 \text{ кг.}$$

По второму значению $z = 5$ и на основании формулы (3.4)

$$Q_n + Q_c = Q_p / gz - q H_k = 1\,175\,000 / 9,81 \cdot 5 - 8,56 \cdot 700 = 17963 \text{ кг.}$$

По данным п. 2 и 3 принимаем значение $Q_n + Q_c = 11980$ кг.

3.8. Определить предельную длину каната H_k от нижней приемной площадки до верхнего направляющего шкива, если $Q_n + Q_c = 11118$ кг, установка грузоподъемная без уравновешивающего каната, диаметр подъемного каната $d_k = 45$ мм, временное сопротивление разрыву проволок каната $\sigma_B = 1568$ Н/мм².

*Это относится и к примерам 3.12 — 3.15.

Решение. По таблицам стандартных канатов (см. прил. 6) устанавливаем, что при $d_k = 45$ мм и $\sigma_b = 1568$ Н/мм² линейная масса 1 м каната $\rho = 7,397$ кг/м, разрывное усилие всех проволок каната $Q_p = 1\,175\,000$ Н.

На основании формулы (3.2)

$$H_k = \frac{Q_p}{g \cdot \rho} - \frac{Q_n + Q_c}{\rho} \quad (3.12)$$

$$\text{т.е. } H_k = \frac{1\,175\,000}{9,81 \cdot 7,5 \cdot 7,397} - \frac{11118}{7,397} = 656 \text{ м.}$$

§ 2. ОРГАНЫ НАВИВКИ ПОДЪЕМНЫХ КАНАТОВ

Цилиндрические барабаны (рис. 3.2)

Примеры расчета

✓ **3.9.** Определить размеры одного цилиндрического барабана и выбрать двухбарабанную подъемную машину из числа изготавливаемых на заводах (см. прил. 8) по следующим данным: система без уравновешивающего каната ($q = 0$), расстояние между нижней и верхней приемными площадками, т.е. высота подъема $H = 430$ м (при клетевом подъеме нижняя приемная площадка – место загрузки клетки на уровне почвы околоствольного двора, при скиповом – место загрузки скипа в зумпфе ствола; верхняя приемная площадка – место разгрузки подъемных сосудов на поверхности шахты), расстояние от нижней приемной площадки до верхнего направляющего шкива $H_k = 450$ м, диаметр подъемного каната $d_k = 45$ мм, линейная масса каната $\rho = 7,397$ кг/м, собственная масса клетки и вагонеток $Q_c = 6718$ кг, полезная масса породы в двух вагонетках $Q_n = 4400$ кг.

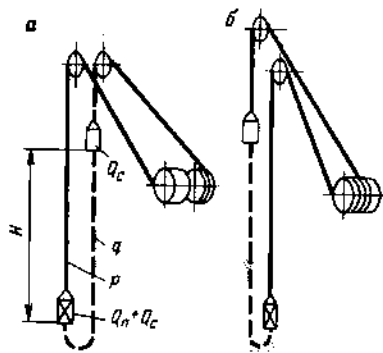


Рис. 3.2. Установки с двумя (а) и одним (б) цилиндрическими барабанами

Решение. Диаметр (мм) барабана

$$D_b \geq 79d_k \quad (3.13)$$

т.е. $D_b = 79 \cdot 45 = 3559$ мм.

Принимаем, что из числа изготавливаемых Ново-Краматорским машиностроительным заводом (НКМЗ) им. В.И.Ленина барабанов (см. прил. 8) $D_b = 4$ м. Таким же принимается и диаметр направляющего шкива $D_{н.ш.}$.

Ширина одного цилиндрического барабана двухбарабанной подъемной машины, занятая подъемным канатом,

$$B_k = \left(\frac{H + l_n}{\pi D_b} + n_{в.т} \right) (d_k + b_3) \quad (3.14)$$

Длину каната для испытания принимаем $l_n = 30$ м, число витков трения (для ослабления натяжения каната в месте его закрепления к барабану) при футерованных барабанах по ПБ $n_{в.т} = 3$, при нефутерованных $n_{в.т} = 5$, зазор между витками каната $b_3 = 2 \div 3$ мм.

По нашим данным ширина барабана

$$B_k = \left(\frac{430 + 30}{3,14 \cdot 4} + 5 \right) (45 + 3) = 2016 \text{ мм.}$$

Принимаем ширину барабана $B = 2,3$ м (см. прил. 8).

Проверяем барабан на статические нагрузки. Максимальное статическое натяжение каната

$$T_{ст \max} = (Q_n + Q_c + \rho H_k) g \quad (3.15)$$

$$\text{т.е. } T_{ст \max} = (4400 + 6718 + 7,397 \cdot 450) 9,81 = 141720 \text{ Н.}$$

Максимальная разность статических натяжений канатов

$$F_{ст \max} = [Q_n + (\rho - q) H] g \quad (3.16)$$

$$\text{т.е. } F_{ст \max} = (4400 + 7,397 \cdot 430) 9,81 = 74370 \text{ Н.}$$

Полученные значения $T_{ст \max}$ и $F_{ст \max}$ не превышают значений, приведенных в прил. 8.

Выбираем подъемную машину НКМЗ 2Ц-4х2,3 (2Ц – два цилиндрических барабана, 4 и 2,3 – соответственно диаметр и ширина барабана, м).

✓ **3.10.** Определить размеры цилиндрического разрезного барабана (рис. 3.3) и выбрать однобарабанную подъемную машину из числа изготавливаемых на заводах (см. прил. 9) по следующим данным: $H = 475$ м; $d_k = 50,5$ мм; $\rho = 9,94$ кг/м; $q = 0$; $H_k = 500$ м; $Q_c = 9300$ кг; $Q_n = 8900$ кг.

Решение. Диаметр барабана по формуле (3.13)

$$D_b = 79 \cdot 50,5 = 3990 \text{ мм.}$$

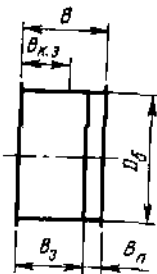


Рис. 3.3. К расчету цилиндрического разрезного барабана (к примеру 3.10)

Принимаем диаметр из числа изготавливаемых заводами барабанов (см. прил. 9) $D_6 = 5$ м (диаметр направляющего шкива $D_{н.ш} = 4$ м). Ширина (мм) одного разрезного цилиндрического барабана, занятая канатом однобарабанной подъемной машины

$$B_k = \left(\frac{H + 2l_n}{\pi D_6} + 2n_{в.т} + n_{в.з} \right) (d_k + b_3). \quad (3.17)$$

Зазор между свивающейся и навивающейся ветвями каната принимаем $n_{в.з} = 2$, тогда

$$B_k = \left(\frac{475 - 2 \cdot 30}{3,14 \cdot 5} + 2 \cdot 5 + 2 \right) (50,5 + 3) = 2515 \text{ мм.}$$

На заклиненной левой части барабана канат займет ее ширину, определяемую по формуле (3.14),

$$B_{к.з} = \left(\frac{475 + 30}{3,14 \cdot 5} + 5 \right) (50,5 + 3) = 1988 \text{ мм.}$$

Принимаем ширину барабана $B = 3$ м (см. прил. 9). Ширина заклиненной части барабана от реборды до разреза барабана $B_3 = 2,4$ м, т.е. $B_3 > B_{к.з}$, что и необходимо.

Проверяем барабан на статические нагрузки. Максимальное статическое натяжение каната по формуле (3.15)

$$T_{ст \max} = (8900 + 9300 + 9,94 \cdot 500) 9,81 = 227300 \text{ Н.}$$

Максимальная разность статических натяжений канатов по формуле (3.16)

$$F_{ст \max} = (8900 + 9,94 \cdot 475) 9,81 = 133630 \text{ Н.}$$

Полученные значения $T_{ст \max}$ и $F_{ст \max}$ не превышают значений, приведенных в прил. 9.

Выбираем подъемную машину НКМЗ ЦР-5 х 3/0,6 (ЦР — цилиндрический разрезной барабан, 5 и 3 диаметр и ширина барабана, м, 0,6 — ширина B_n переставной части барабана).

3.11. Определить, какую рабочую часть H подъемного каната можно расположить на двух цилиндрических барабанах машины 2Ц-5 х 2,4, если: $D_6 = 5$ м, $B = 2,4$ м; $d_k = 50,5$ мм, $b_3 = 3$ мм.
Решение. На основании формулы (3.14)

$$H = \frac{B}{d_k + b_3} \pi D_6 - l_n - \pi D_6 n_{в.т.}$$

или

$$H = \pi D_6 (n_v - n_{в.т.}) - l_n.$$

Число витков каната на поверхности барабана

$$n_v = \frac{B}{d_k + b_3} = \frac{2400}{50,5 + 3} = 44,86.$$

Подставляя значения, получим:

$$H = 3,14 \cdot 5 (44,86 - 5) - 30 = 595 \text{ м.}$$

✓ 3.12. Рассчитать, какую рабочую часть H подъемного каната можно расположить на одном разрезном цилиндрическом барабане машины ЦР-6 х 3/0,6, если: $D_6 = 6$ м; ширина заклиненной части барабана $B_3 = 3 - 0,6 = 2,4$ м; $d_k = 50,5$ мм; $b_3 = 3$ мм.

Решение. Для вычисления длины каната (м), располагаемого от реборды заклиненной части барабана до его разреза, т.е. на ширине этой части барабана, ($B_3 = 3 - 0,6 = 2,4$ м) используем формулу для одной ветви каната

$$B_3 = \left(\frac{H + l}{\pi D_6} + n_{в.т} + n_{в.з} \right) (d_k + b_3), \quad (3.18)$$

откуда

$$H = \frac{B_3}{d_k + b_3} \pi D_6 - l_n - \pi D_6 (n_{в.т} + n_{в.з}). \quad (3.19)$$

Так как $n_v = B_3 / (d_k + b_3)$ — число витков каната на барабане, то

$$H = \pi D_6 (n_v - n_{в.т} - n_{в.з}) - l_n.$$

Вычислить

$$n_v = \frac{2400}{50,5 + 3} = 44,86.$$

получим $H = 3,14 \cdot 6 (44,86 - 5 - 2) - 30 = 683 \text{ м.}$

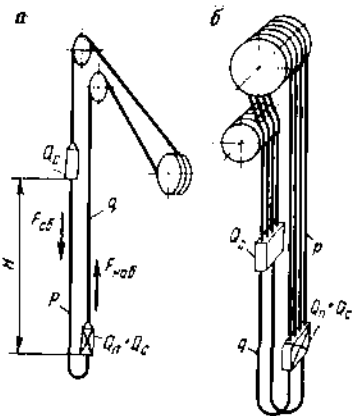


Рис. 3.4. Установки со шкивом трения:
а — одноканатная; б — многоканатная

Ведущие шкивы трения для одноканатных и многоканатных установок (рис. 3.4)

Примеры расчета

3.13. Определить удельное давление на футеровку ведущего шкива трения одноканатной подъемной установки машины ШТ-7,2, если $H = 750$ м, $Q_c = 6718$ кг, $Q_n = 4400$ кг, $d_k = 45$ мм, $p = 7,397$ кг/м, $q = 7,69$ кг/м.

Решение. Отношение диаметра шкива трения к диаметру каната $D_{ш.т}/d_k = 7200/45 = 160$.

Обычно принимают $D_{ш.т}/d_k \geq 120$.

Удельное давление на футеровку шкива

$$p_{ш.т} = \frac{F_{наб} + F_{сб}}{D_{ш.т} d_k} \quad (3.20)$$

где $F_{наб}$ и $F_{сб}$ — натяжение соответственно набегающей на шкив и сбегавшей со шкива ветви каната.

При наших данных

$$p_{ш.т} = \frac{Q_n + 2Q_c + pH + qH}{D_{ш.т} d_k} g \quad (3.21)$$

$$\text{т.е. } p_{ш.т} = \frac{4400 + 2 \cdot 6718 + 7,397 \cdot 750 + 7,69 \cdot 750}{4,5 \cdot 720} 9,81 = 88,26 \text{ Н/см}^2.$$

При футеровке шкива из прорезиненных шашек допускается $p_{ш.т} 140 \div 160$ Н/см², при пластмассовой футеровке — $160 \div 200$ Н/см².

3.14. Рассчитать диаметр ведущего шкива трения многоканатной установки с четырьмя подъемными канатами и двумя уравновешиваю-

щими плоскими канатами и выбрать подъемную машину, если $p = 3,768$ кг/м; $H = 870$ м; $H_k = 900$ м; $Q_c = 14400$ кг; $Q_n = 13600$ кг; $d_k = 32$ мм; $q = 7,69$ кг/м.

Решение. Диаметр четырехжелобчатого шкива трения

$$D_{м.ш} = 95d_k = 95 \cdot 32 = 3040 \text{ мм.}$$

Ориентируемся на подъемную машину МК 3,25 x 4 с $D_{м.ш} = 3,25$ м. Отношение $D_{м.ш}/d_k$ при угле охвата канатом шкива 180° должно быть не менее 79, при большем угле — 95, при канатах закрытой конструкции — 100.

Удельное давление на футеровку шкива

$$p_{ш.т} = \frac{Q_n + 2Q_c + n_k p H_k + n_{к.у} q H_k}{n_{ж} D_{ш.т} d_k} g,$$

где $n_{ж}$ — число желобков на шкиве трения.

Подставив данные из условия в формулу, получим

$$p_{ш.т} = \frac{13600 + 2 \cdot 14400 + 4 \cdot 3,768 \cdot 900 + 2 \cdot 7,69 \cdot 900}{4 \cdot 325 \cdot 3,2} 9,81 = 164,6 \text{ Н/см}^2,$$

что допустимо.

Максимальное статическое натяжение каната по формуле (3.15)

$$T_{ст \max} = (13600 + 14400 + 4 \cdot 3,768 \cdot 900) 9,81 = 407751 \text{ Н.}$$

Максимальная разность статических натяжений по формуле (3.16)

$$F_{ст \max} = 13600 + (4 \cdot 3,768 - 2 \cdot 7,69) 870 \cdot 9,81 = 130800 \text{ Н,}$$

что допустимо для машины МК 3,25 x 4, так как по ее данным (см. прил. 10) $T_{ст \max} = 500000$ Н, $F_{ст \max} = 150000$ Н.

Окончательно выбираем многоканатную машину МК 3,25 x 4.

Бицилиндроконические барабаны

Примеры расчета

3.15. Выбрать подъемную машину с бицилиндроконическим барабаном (рис. 3.5), если: $H = 900$ м; $H_k = 920$ м; $Q_c = 8460$ кг; $Q_n = 8500$ кг; $p = 8,496$ кг/м; $d_k = 48,5$ мм.

Решение. Диаметр малого цилиндра

$$D_{м.ц} = 79d_k = 79 \cdot 48,5 = 3832 \text{ мм.}$$

Предварительно ориентируемся на подъемную машину типа БЦК-8/5 x 2,7 (БЦК — бицилиндроконический; 8 и 5 — диаметр большого и малого цилиндров, м; 2,7 — ширина большого цилиндра, м). Ши-

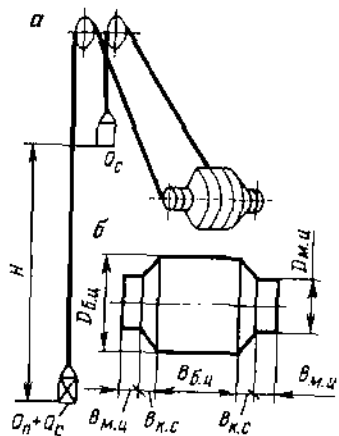


Рис. 3.5. Установка с бицилиндроконическим барабаном (а) и бицилиндроконическим барабан (б)

рина малого цилиндра 0,87 м; ширина конической части 1,0 м; горизонтальная проекция между центрами витков каната на конусе $b_k = 120 \div 140$ мм; зазор b_3 между витками каната на малом цилиндре $3 \div 5$ мм; то же, на большом цилиндре — $2 \div 3$ мм; $l_{и} = 30$ м.

Число витков каната на малом цилиндре

$$n_{м.ц} = V_{м.ц} / (d_k + b_3) = 870 / (48,5 + 5) = 16,26,$$

из них: трения $n_{в.т} = 5$, рабочей части каната $n_{м.ц} = 5$, на испытание каната $n_{и} = l_{и} / \pi D_{м.ц} = 30 / 3,14 \cdot 5 \approx 2$. Крепление каната к малому цилиндру производится на расстоянии четырех витков от реборды.

Длина рабочей части каната на малом цилиндре

$$h_{м.ц} = \pi D_{м.ц} n_{м.ц} = 3,14 \cdot 5 \cdot 5 = 78,5 \text{ м.}$$

Длина каната на конической части барабана

$$h_k = \frac{V_k}{b_k} \pi \frac{D_{м.ц} + D_{б.ц}}{2} = \frac{1000}{140} \cdot 3,14 \frac{5+8}{2} =$$

$$= 145,8 \text{ м.}$$

Длина каната на большом цилиндре и число витков каната на нем:

$$h_{б.ц} = H - h_{м.ц} - h_k = 900 - 78,5 - 145,8 = 675,7 \text{ м;}$$

$$n_{б.ц} = \frac{h_{б.ц}}{\pi D_{б.ц}} = \frac{675,7}{3,14 \cdot 8} = 26,9.$$

Ширина большого цилиндра, занятая канатом,

$$V_{б.ц} = n_{б.ц} (d_k + b_3) = 26,9 (48,5 + 3) = 1385 \text{ мм.}$$

Сопоставляя данные барабана и данные расчета, видим, что подъемная машина БЦК-8/5 x 2,7 по геометрическим показателям для заданных условий подходит.

Затем по формулам (3.15) и (3.16) находим максимальное статическое натяжение и разность статических натяжений канатов:

$$T_{ст \max} = (8500 + 8460 + 8,496 \cdot 920) 9,81 = 243056 \text{ Н;}$$

$$F_{ст \max} = (8500 + 8,496 \cdot 900) 9,81 = 158400 \text{ Н.}$$

По данным машины $T_{ст \max} = 630000 \text{ Н}$, $F_{ст \max} = 480000 \text{ Н}$, т.е. больше полученных в расчете, что и необходимо.

По результатам расчета выбираем машину БЦК-8/5 x 2,7.

3.16. Определить, какой длины канат можно расположить на бицилиндроконическом барабане машины БЦК-9/5 x 2,5, если $d_k = 63$ мм.

Решение. Число витков и длина каната на малом цилиндре

$$n_{м.ц} = V_{м.ц} / (d_k + b_3) = 840 / (63 + 3) = 12,73.$$

Принимаем $n_{в.т} = 5$; $n_{м.ц} = 7,73$.

Длина каната на малом цилиндре

$$h_{м.ц} = \pi D_{м.ц} n_{м.ц} - l_{и} = 3,14 \cdot 5 \cdot 7,73 - 30 = 91,4 \text{ м.}$$

Длина каната на конической части барабана

$$h_k = \frac{V_k}{b_k} \pi \frac{D_{м.ц} + D_{б.ц}}{2} = \frac{1000}{140} \cdot 3,14 \frac{5+9}{2} = 157 \text{ м.}$$

Длина каната на большом цилиндре

$$h_{б.ц} = \frac{V_{б.ц}}{d_k + b_3} \pi D_{б.ц} = \frac{2500}{63+3} \cdot 3,14 \cdot 9 = 1070,5 \text{ м.}$$

Длина каната на бицилиндроконическом барабане

$$H = h_{м.ц} + h_k + h_{б.ц} = 91,4 + 157 + 1070,5 = 1319 \text{ м.}$$

§ 3. РАСПОЛОЖЕНИЕ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК ОТНОСИТЕЛЬНО СТВОЛА ШАХТЫ

Примеры расчета

3.17. Расположить подъемную установку относительно ствола шахты при размещении направляющих шкивов на одной геометрической горизонтальной оси*, если известно, что машина 2Ц-5 x 2,4; ширина барабана, занятая канатом, $V_k = 2200$ м; расстояние между внутренними ребор-

* Такое размещение принимается обычно при двух барабанах, при одном барабане шкивы располагаются в одной вертикальной плоскости.

дами барабана $B_p = 50$ мм, а между направляющими шкивами $B_0 = 2050$ мм; диаметр направляющего шкива $D_{н.ш} = 4$ м, диаметр каната $d_k = 48,5$ мм; расстояние от уровня земли до верхней приемной площадки $h_b = 25$ м, от кромки бункера до верхнего зажима каната, когда скип находится в положении разгрузки, $h_c = 9,2$ м; высота передъема $h_n > 3$ м (при клетях $h_n \geq 6$ м).

Решение. Высота (м) копра

$$h_k = h_b + h_c + h_n + 0,75R_{н.ш} \quad (3.22)$$

т.е. $h_k = 25 + 9,2 + 3 + 0,75 \cdot 2 = 38,7$ м.

Принимаем $h_k = 40$ м, тогда $h_n = 4,3$ м.

Расстояние (м) между осями ствола и барабана при принятом угле наклона струны к ее проекции на горизонтальную плоскость $\beta = 48^\circ$ (допускается $30^\circ \leq \beta \leq 50^\circ$) и расстоянии от уровня земли до центра вала подъемной машины $c = 1$ м

$$l = (h_k - c) \operatorname{ctg} \beta + R_{н.ш} \quad (3.23)$$

т.е. $l = (40 - 1) \cdot 0,905 + 2 = 37,3$ м. Принимаем $l = 38$ м.

Длина (м) струны каната

$$L_c = \sqrt{(h_k - c)^2 + (l - R_{н.ш})^2} \quad (3.24)$$

т.е. $L_c = \sqrt{(40 - 1)^2 + (38 - 2)^2} = 53$ м.

Углы отклонения каната:

внешний

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{2B + B_p - B_0 - 2n_{в.т} (d_k + b_3)}{2L_c} \quad (3.25)$$

внутренний

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{B_0 - B_p - 2(B - B_k)}{2L_c} \quad (3.26)$$

Подставляя значения, получим:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{2 \cdot 2400 + 50 - 2050 - 2 \cdot 5 (48,5 + 3)}{2 \cdot 53000} = 0,0252,$$

$\alpha_1 = 1^\circ 18'$. ПБ допускается $\alpha \leq 1^\circ 30'$ ($\operatorname{tg} 1^\circ 30' = 0,262$).

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{2050 - 50 - 2(2400 - 2200)}{2 \cdot 53000} = 0,0151,$$

т.е. как α_1 , так и α_2 меньше $1^\circ 30'$.

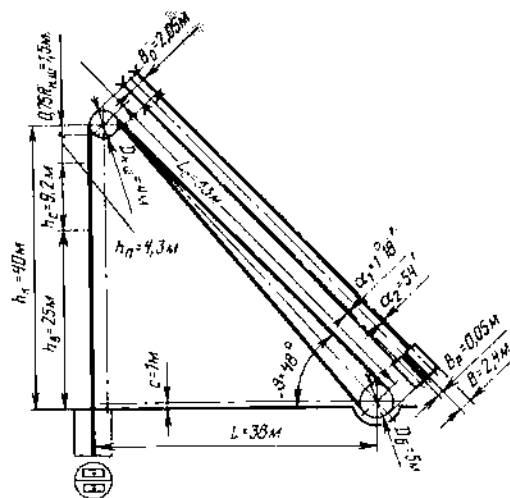


Рис. 3.6. Схема расположения подъемной установки относительно ствола шахты (к примеру 3.17)

На рис. 3.6 показана схема расположения подъемной установки относительно ствола шахты, построенная по данным этого расчета.

3.18. Расположить подъемную установку относительно ствола шахты при размещении направляющих шкивов в одной вертикальной плоскости, если машина ЦР-5 x 3/0,6; $B_k = 2$ м; $D_{н.ш} = 4$ м; $d_k = 48,5$ мм; $h_b = 25$ м; $h_c = 9,2$ м; $h_n = 3$ м.

Решение. Высота копра

$$h_k = h_b + h_c + h_n + 0,75R_{н.ш} + D_{н.ш} + 1 \quad (3.27)$$

т.е. $h_k = 25 + 9,2 + 3 + 0,75 \cdot 2 + 4 + 1 = 43,7$ м.

Принимаем высоту копра $h_k = 45$ м и $h_n = 4,3$ м.

Расстояние между осями ствола и барабана при принятом угле $\beta = 50^\circ$; $c = 1$ по формуле (3.23)

$$l = (45 - 1) \operatorname{ctg} 50^\circ + 2 = 41 \text{ м.}$$

Длина длинной струны по формуле (3.24)

$$L'_c = \sqrt{(45 - 1)^2 + (41 - 2)^2} = 59 \text{ м.}$$

Длина (м) короткой струны

$$L''_c = \sqrt{(h_k - D_{н.ш} - 1)^2 + (l + R_{н.ш})^2} \quad (3.28)$$

т.е. $L''_c = \sqrt{(45 - 4 - 1)^2 + (41 - 2)^2} = 56$ м.

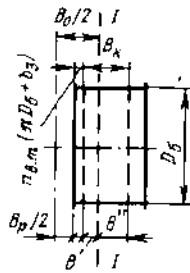


Рис. 3.9. К расчету длины струны каната (к примеру 3.20)

Длина струны

$$L_c = B'' / \operatorname{tg} \alpha = 1035 / 0,0262 = 39503 \text{ мм, или } 39,5 \text{ м.}$$

3.21. Определить длину короткой струны L'' каната для машины ЦР-6 x 3/0,6, если $\alpha = 1^\circ 30'$; $d_k = 45$ мм. Ширина барабана, занятая на ее заклиненной части канатом, $B_{к.з} = 2,3$ м. Направляющие шкивы расположены в одной вертикальной плоскости.

Решение. Ширина (мм) части барабана, занимаемая рабочей частью каната на левой заклиненной части барабана от витков трения до плоскости I-I, проходящей через направляющий шкив (рис. 3.10)

$$B' = \frac{B_{к.з}}{2} - n_{в.т} (d_k + b_3) = \frac{2300}{2} - 5(45 + 3) = 910 \text{ мм.}$$

То же, на правой части барабана от плоскости I-I к разрезу барабана II-II

$$B'' = B - B' = 2300 - 910 = 1390 \text{ мм.}$$

Длина короткой струны

$$L'' = B'' / \operatorname{tg} \alpha = 1390 / 0,0262 = 53053 \text{ мм, или } 53,05 \text{ м.}$$

Задачи

3.1. Рассчитать и выбрать стандартный подъемный канат для грузоподъемной установки без уравновешивающего каната, если $H_k = 580$ м. Клеть 2УКН 3,3-3 двухэтажная на две вагонетки ВГ-1,4 в этаже. Собственная масса клетки 5700 кг, одной вагонетки — 674 кг; полезная масса одной вагонетки по углю 1820 кг (порода этим подъемом не транспортируется); $z \geq 7,5$; $\sigma_B = 1764$ Н/мм².

3.2. Рассчитать и выбрать стандартный подъемный канат для грузоподъемной установки с равновесным уравновешивающим

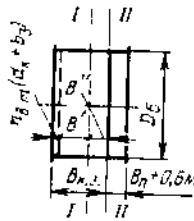


Рис. 3.10. К расчету длины струны каната (к примеру 3.21)

канатом, если $H_k = 600$ м. Клеть 1УКН 3,6-3 одноэтажная на одну вагонетку ВГ-2,5, собственная масса клетки 3480 кг, одной вагонетки 1140 кг, полезная масса при транспорте породы 5500 кг; $z \geq 7,5$; $\sigma_B = 1668$ Н/мм².

3.3. Рассчитать и выбрать стандартный подъемный канат для скиповой установки без уравновешивающего каната, если $H_k = 520$ м; скип 1СН 20-1 с собственной массой 11900 кг, полезной массой угля 17500 кг; $z = 6,5$; $\sigma_B = 1764$ Н/мм².

3.4. Рассчитать и выбрать стандартный подъемный канат для скиповой установки без уравновешивающего каната, если $H_k = 580$ м; скип 2СН 9,5-1 с собственной массой 8460 кг и полезной (по породе) 13600 кг массой; $z = 6,5$; $\sigma_B = 1568$ Н/мм².

3.5. Рассчитать и выбрать стандартный подъемный канат для скиповой установки без уравновешивающего каната, если $H_k = 550$ м; скип 2СН 15-2 с собственной массой 13000 кг, полезная масса угля 16700 кг; $z \geq 6,5$; $\sigma_B = 1764$ Н/мм².

3.6. Рассчитать и выбрать стандартный подъемный канат для скиповой установки без уравновешивающего каната, если $H_k = 530$ м; скип 2СН 7-1 с собственной массой 7540 кг, полезная масса по породе 9000 кг; $z \geq 6,5$; $\sigma_B = 1568$ Н/мм².

3.7. Рассчитать и выбрать стандартный подъемный канат для скиповой установки без уравновешивающего каната, если $H_k = 560$ м; скип 5СН 11-1 с собственной массой 8620 кг, полезная масса угля 9300 кг; $z \geq 6,5$; $\sigma_B = 1568$ Н/мм².

3.8. Рассчитать и выбрать для грузоподъемной установки без уравновешивающего каната стандартный подъемный канат с двойным запасом прочности, если $H_k = 680$ м; клеть 2УКН 3,6-2 с собственной массой 6930 кг, две вагонетки ВГ-2,5 с собственной массой 1140 кг, полезная масса породы в двух вагонетках 11000 кг; $\sigma_B = 1764$ Н/мм².

3.9. Рассчитать и выбрать для скиповой установки с равновесным уравновешивающим канатом стандартный подъемный канат с двойным запасом прочности, если $H_k = 780$ м. Скип 2СН 9,5-1 с собственной массой 8460 кг и полезной массой угля 8500 кг; $\sigma_B = 1764$ Н/мм².

3.10. Рассчитать и выбрать для скиповой установки без уравновешивающего каната стандартный подъемный канат с двойным запасом прочности, если $H_k = 675$ м. Скип 1СН 11-1 с собственной массой 8900 кг и полезной массой угля 9300 кг; $\sigma_B = 1764$ Н/мм².

3.11. Рассчитать и выбрать для скиповой установки без уравновешивающего каната стандартный подъемный канат с двойным запасом прочности, если $H_k = 730$ м. Скип 2СН 7-1 с собственной массой 7540 кг и полезной массой по породе 9000 кг; $\sigma_B = 1764$ Н/мм².

3.12. Рассчитать и выбрать для многоканатной скиповой подъемной установки стандартный подъемный канат с двойным запасом прочности, если $H_k = 980$ м. Скип 1СН 20-2 с собственной массой 16600 кг, полезная масса угля 17500 кг, $\sigma_B = 1764$ Н/мм². Подъемная машина МК 3,25x x 4.

3.13. Рассчитать и выбрать для многоканатной скиповой подъемной

установки стандартный подъемный канат с двойным запасом прочности, если $H_K = 1000$ м. Скип 2СН 35-2 с собственной массой 25700 кг, полезная масса угля 30000 кг, $\sigma_B = 1666$ Н/мм². Подъемная машина МК 5х4.

3.14. Рассчитать и выбрать для многоканатной скиповой установки стандартный подъемный канат с двойным запасом прочности, если $H_K = 920$ м. Скип 1СН 11-2 с собственной массой 13900 кг, полезная масса по породе 15000 кг; $\sigma_B = 1764$ Н/мм²; подъемная машина МК 4х4.

3.15. Рассчитать и выбрать для многоканатной скиповой установки стандартный подъемный канат с двойным значением запаса прочности, если $H_K = 890$ м. Скип 3СН 9,5-2 с собственной массой 14400 кг, полезная масса по породе 13600 кг; $\sigma_B = 1764$ Н/мм²; подъемная машина МК 3,25 х 4.

3.16. Определить допустимую ПБ общую массу, воспринимаемую канатом ($Q_n + Q_c$) для системы с равновесным подвесным канатом грузовой установки, если: $d_K = 45$ мм; $\sigma_B = 1764$ Н/мм²; запас прочности $z = 6,5$; $H_K = 550$ м.

3.17. Определить допустимое ПБ значение $Q_n + Q_c$ для системы без подвешенного каната грузоподъемной установки, если $d_K = 38,5$ мм; $\sigma_B = 1568$ Н/мм²; $H_K = 575$ м.

3.18. Определить допустимое ПБ значение $Q_n + Q_c$ для системы с равновесным подвесным канатом людской установки, если: $d_K = 32$ мм; $\sigma_B = 1568$ Н/мм²; $H_K = 485$ м.

3.19. Определить допустимое ПБ значение $Q_n + Q_c$ для каната с двойным запасом прочности. Установка грузовая с уравнивающим канатом. Замером на действующей установке на шахте установлено, что диаметр подъемного каната $d_K = 42$ мм, уравнивающий канат плоский шириной 124 мм и толщиной 20 мм. Временное сопротивление разрыву проволоки как подъемного, так и уравнивающего каната $\sigma_B = 1764$ Н/мм²; $H_K = 750$ м.

3.20. Определить $Q_n + Q_c$, допустимую ПБ, на подъемный канат, рассчитанный с двойным запасом прочности. Установка людская с уравнивающим канатом. Замером на действующей установке на шахте установлено, что диаметр подъемного каната $d_K = 38,5$ мм, уравнивающий канат плоский шириной 95 мм и толщиной 15,5 мм. Временное сопротивление разрыву проволоки как подъемного, так и уравнивающего каната $\sigma_B = 1568$ Н/мм²; $H_K = 685$ м.

3.21. Определить предельную длину каната, если $Q_n + Q_c = 29400$ кг. Установка грузовая без уравнивающего каната, $d_K = 58,5$ мм; $\sigma_B = 1764$ Н/мм².

3.22. Определить предельную длину каната, если $Q_n + Q_c = 10688$ кг. Установка грузоподъемная без уравнивающего каната, $d_K = 43$ мм, $\sigma_B = 1568$ Н/мм².

3.23. Определить предельную длину каната, если $Q_n + Q_c = 10120$ кг. Установка грузоподъемная с равновесным уравнивающим канатом, $d_K = 45$ мм, $\sigma_B = 1568$ Н/мм².

3.24. Определить размеры цилиндрического барабана и выбрать

двухбарабанную подъемную машину, если: $H = 575$ м; $H_K = 600$ м; $p = 7,12$ кг/м; $d_K = 43$ мм; $q = 0$; $Q_c = 4260$ кг; $Q_n = 5500$ кг.

3.25. Определить размеры цилиндрического барабана и выбрать двухбарабанную подъемную машину, если: $H = 530$ м; $H_K = 560$ м; $p = 12,19$ кг/м; $d_K = 56$ мм; $q = 0$; $Q_c = 8460$ кг; $Q_n = 12600$ кг.

3.26. Определить размеры цилиндрического барабана и выбрать двухбарабанную подъемную машину, если: $H = 555$ м; $H_K = 580$ м; $p = 14,25$ кг/м; $d_K = 60,5$ мм; $q = 0$; $Q_n = 13000$ кг; $Q_c = 11000$ кг.

3.27. Определить размеры разрезного цилиндрического барабана и выбрать однобарабанную подъемную машину, если: $H = 520$ м; $H_K = 540$ м; $p = 8,496$ кг/м; $d_K = 48,5$ мм; $q = 0$; $Q_n = 9300$ кг; $Q_c = 8260$ кг.

3.28. Определить размеры разрезного цилиндрического барабана и выбрать однобарабанную подъемную машину, если: $H = 600$ м; $H_K = 620$ м; $p = 11,15$ кг/м; $d_K = 53,5$ мм; $q = 0$; $Q_n = 9300$ кг; $Q_c = 8620$ кг.

3.29. Определить размеры разрезного цилиндрического барабана и выбрать однобарабанную подъемную машину, если: $H = 750$ м; $H_K = 770$ м; $p = 8,496$ кг/м; $d_K = 48,5$ мм; $q = 0$; $Q_n = 8500$ кг; $Q_c = 8460$ кг.

3.30. Определить длину каната на цилиндрическом барабане двухбарабанной машины 2Ц-6 х 2,4, если: $d_K = 53,5$ мм, $b_3 = 3$ мм.

3.31. Определить длину каната на цилиндрическом барабане двухбарабанной машины 2Ц-4 х 2,3, если: $d_K = 36,5$ мм, $b_3 = 3$ мм.

3.32. Определить длину каната на цилиндрическом барабане двухбарабанной машины 2Ц-5 х 2,8, если: $d_K = 45$ мм, $b_3 = 3$ мм.

3.33. Определить длину каната на цилиндрическом барабане двухбарабанной машины 2Ц-6 х 2,8, если: $d_K = 58,5$ мм; $b_3 = 3$ мм.

3.34. Определить длину каната на разрезном цилиндрическом барабане однобарабанной машины ЦР-5 х 3/0,6, если: $B_3 = 3,0 - 0,6 = 2,4$ м; $d_K = 46,5$ мм; $n_{в.з} = 2$; $b_3 = 3$ мм.

3.35. Определить длину каната на разрезном цилиндрическом барабане однобарабанной машины ЦР-4 х 3/0,7, если: $d_K = 36,5$ мм; $n_{в.з} = 2$; $b_3 = 3$ мм.

3.36. Определить длину каната на разрезном цилиндрическом барабане однобарабанной машины ЦР-6 х 3,4/0,6, если: $d_K = 50,5$ мм; $n_{в.з} = 2$; $b_3 = 3$ мм.

3.37. Определить диаметр шкива трения одноканатной установки, если: $H = 600$ м; $Q_c = 4260$ кг; $Q_n = 5500$ кг; $d_K = 43$ мм; $p = 7,12$ кг/м; $q = 7,05$ кг/м.

3.38. Определить диаметр шкива трения одноканатной установки, если: $H = 780$ м; $Q_c = 8420$ кг; $Q_n = 8500$ кг; $d_K = 48,5$ мм; $p = 8,496$ кг/м; $q = 7,69$ кг/м.

3.39. Определить диаметр шкива трения многоканатной установки с четырьмя подъемными и двумя уравнивающими плоскими канатами и выбрать подъемную машину, если: $H = 900$ м; $H_K = 925$ м;

$Q_c = 13900$ кг; $Q_n = 15000$ кг; $\rho = 3,768$ кг/м; $d_k = 32$ мм; $q = 7,69$ кг/м.

3.40. Определить диаметр шкива трения многоканатной установки с четырьмя подъемными и двумя уравновешивающими плоскими канатами и выбрать подъемную машину, если: $H = 730$ м; $H_k = 760$ м; $Q_c = 16700$ кг; $Q_n = 13000$ кг; $\rho = 4,155$ кг/м; $d_k = 33$ мм; $q = 8,1656$ кг/м.

3.41. Определить, какой длины канат можно расположить на билиндроконическом барабане машины БЦК-8/5 x 2,7, если $d_k = 60,5$ мм.

3.42. Расположить подъемную клетевую установку с машиной 2Ц-4 x 2,3 относительно ствола шахты, если: $h_c = 6,1$ м; $B_k = 1,9$ м; $D_{н.ш} = 4$ м; $d_k = 33$ мм. Направляющие шкивы размещены на одной горизонтальной геометрической оси, $h_b = 10$ м; $B_p = 60$ мм; $B_o = 1860$ мм.

3.43. Расположить подъемную скиповую установку с машиной ЦР-5 x 3/0,6 относительно ствола шахты, если: $h_c = 8$ м; $B_k = 2$ м; $D_{н.ш} = 4$ м; $d_k = 36,5$ мм; $h_b = 20$ м. Направляющие шкивы размещены в одной вертикальной плоскости.

3.44. Определить длину струны каната на барабан машины 2Ц-4 x 2,3, если: $\alpha = 1^\circ 30'$, $B_k = 2,3$ м; $B_p = 60$ мм; направляющие шкивы расположены на одной горизонтальной геометрической оси, $B_o = 2050$ мм; витки трения располагаются у внутренних реборд барабанов, $d_k = 32$ мм.

3.45. Определить длину короткой струны каната на барабане машины ЦР-5 x 3/0,6, если $\alpha = 1^\circ 30'$; $d_k = 48,5$ мм; ширина барабана, занятая канатом на заклиненной его части, $B_k = 2,4$ м; направляющие шкивы расположены в одной вертикальной плоскости.

2. ТЕОРИЯ ПОДЪЕМНЫХ СИСТЕМ

§ 1. ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ ПОДЪЕМНОЙ ОПЕРАЦИИ

Примеры расчета

3.22. Определить продолжительность подъемной операции $T_{p.n}$ и движения T_p , среднюю v_{cp} и ориентировочную максимальную v_{max} скорости подъемных сосудов при условии, что установка обеспечит годовую производительность $A_r = 900000$ т угля. Скип 2СН7-1, $Q_n = 5600$ кг; $H = 500$ м. Пауза между движениями сосудов (время на загрузку и выгрузку подъемных сосудов, подачу сигналов) $t_n = 10$ с*, число рабочих дней в году $n_d = 300$; время работы установки в сутки $n_{ч} = 18$ ч.

* Пауза t_n численно равна объему скипа: при 10 м³ — 10 с, 20 м³ — 20 с и т.д.; при одноэтажных клетях $t_n = 25$ с, при двухэтажных — 50 с.

Решение. Определяем часовую производительность (т/ч) установки при ее коэффициенте резерва производительности $C = 1,5$:

$$A_{ч} = \frac{с A_r}{n_d n_{ч}} \quad (3.31)$$

т.е. $A_{ч} = \frac{1,5 \cdot 900000}{300 \cdot 18} = 250$ т/ч.

Число подъемных операций в час

$$n_{n.ч} = 1000 A_{ч} / Q_n \quad (3.32)$$

т.е. $n_{n.ч} = 1000 \cdot 250 / 5600 = 44,6$ п/ч.

Продолжительность (с) подъемной операции

$$T_{p.n} = 3600 / n_{n.ч} \quad (3.33)$$

т.е. $T_{p.n} = 3600 / 44,6 = 77,25$ с.

Продолжительность (с) движения подъемных сосудов

$$T_p = T_{p.n} - t_n \quad (3.34)$$

т.е. $T_p = 77,25 - 10 = 67,25$ с.

Средняя скорость (м/с) подъема

$$v_{cp} = H / T_p \quad (3.35)$$

т.е. $v_{cp} = 500 / 67,25 = 7,44$ м/с.

Ориентировочная максимальная скорость при скорости $a_c = 1,25 \div \div 1,35$

$$v_{max} = a_c v_{cp} \quad (3.36)$$

т.е. $v_{max} = 1,3 \cdot 7,44 = 9,67$ м/с.

3.23. Определить коэффициент резерва производительности подъемной скиповой установки, если: $Q_n = 8500$ кг; $n_{n.ч} = 30$ п/ч; $n_d = 300$ д; $n_{ч} = 18$ ч; $A_r = 900000$ т угля.

Решение. На основании формул (3.31) и (3.32)

$$C = \frac{n_{n.ч} Q_n n_d n_{ч}}{1000 A_r} = \frac{30 \cdot 8500 \cdot 300 \cdot 18}{1000 \cdot 900000} = 1,53.$$

3.24. Определить, каким должен быть полезный груз, поднимаемый один раз скиповой установкой, обеспечивающей $A_r = 800000$ т; $n_d = 300$ д; $n_{ч} = 18$ ч; $n_{n.ч} = 40$ п/ч; $C = 1,5$.

Решение. По формулам (3.31) и (3.32)

$$Q_p = \frac{1000 C_d \cdot \rho \cdot v_{max}^3}{\rho_{п.ч} \cdot \rho_{д} \cdot \rho_{ч}} = \frac{1000 \cdot 1,5 \cdot 800000}{40 \cdot 300 \cdot 18} = 5550 \text{ кг.}$$

§ 2. КИНЕМАТИКА ПОДЪЕМНЫХ СИСТЕМ С ПОСТОЯННЫМ РАДИУСОМ НАВИВКИ КАНАТА

Примеры расчета

3.25. Рассчитать элементы трехпериодной трапецеидальной диаграммы скорости и построить в масштабе эту и соответствующую ей диаграммы ускорений, если путь подъема $H = 250$ м; расчетная продолжительность одной подъемной операции $T_p = 45$ с; пауза между подъемными операциями $t_n = 50$ с; диаметр барабана $D_b = 5$ м; коэффициент резерва производительности подъемной установки $C = 1,5$.

Решение. Модуль ускорений (м/с^2) рассчитывается по формуле

$$a_m = \frac{a_1 a_3}{a_1 + a_3} \quad (3.37)$$

По Правилам технической эксплуатации (ПТЭ) при транспортировании людей ускорение $a_1 \leq 1 \text{ м/с}^2$, замедление $a_3 \leq 0,75 \text{ м/с}^2$. При транспортировании груза a_1 может быть больше 1 м/с^2 , если это допустимо расчетом на перегруз двигателя, $a_3 \leq 0,75 \text{ м/с}^2$. При принятом $a_1 = a_3 = 0,75 \text{ м/с}^2$

$$a_m = \frac{0,75 \cdot 0,75}{0,75 + 0,75} = 0,375 \text{ м/с}^2.$$

Максимальная расчетная скорость

$$v_{p \max} = a_m T_p - \sqrt{(a_m T_p)^2 - 2 a_m H}, \quad (3.38)$$

т.е. $v_{p \max} = 0,375 \cdot 45 - \sqrt{(0,375 \cdot 45)^2 - 2 \cdot 0,375 \cdot 250} = 6,95 \text{ м/с}$.
При диаметре барабана $D_b = 5$ м, передаточном числе одинарной передачи $i = 10,5$ и синхронной частоте вращения асинхронного двигателя $n_{\text{син}} = 300$ об/мин ($n = 295$ об/мин) максимальная скорость

$$v_{\max} = \frac{\pi D_b n}{60 i} = \frac{3,14 \cdot 5 \cdot 295}{60 \cdot 10,5} = 7,35 \text{ м/с.}$$

Максимальная скорость $v_{\max} = 7,35 \text{ м/с}$ может быть допущена ПБ при подъеме – спуске людей.

Продолжительности ускоренного и замедленного движений:

$$t_1 = v_{\max} / a_1; \quad t_3 = v_{\max} / a_3. \quad (3.39; 3.40)$$

Так как $a_1 = a_3$, то $t_1 = t_3 = 7,35 / 0,75 = 9,8$ с.
Длины путей ускоренного и замедленного движений:

$$h_1 = v_{\max} t_1 / 2; \quad h_3 = v_{\max} t_3 / 2. \quad (3.41; 3.42)$$

Так как $t_1 = t_3$, то $h_1 = h_3 = 7,35 \cdot 9,8 / 2 = 36$ м.

Длина пути и продолжительность равномерного движения:

$$h_2 = H - h_1 - h_3. \quad (3.43)$$

т.е. $h_2 = 250 - 36 - 36 = 178$ м;

$$t_2 = h_2 / v_{\max} \quad (3.44)$$

т.е. $t_2 = 178 / 7,35 = 24,22$ с.

Полная продолжительность движения подъемных сосудов

$$T = t_1 + t_2 + t_3. \quad (3.45)$$

Подставив полученные значения, получим

$$T = 9,8 + 24,22 + 9,8 = 43,82 \text{ с.}$$

Проверка правильности расчета:

$$T = \frac{H}{v_{\max}} + \frac{v_{\max}}{2} \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right), \quad (3.46)$$

$$\text{т.е. } T = \frac{250}{7,35} + \frac{7,35}{2} \left(\frac{1}{0,75} + \frac{1}{0,75} \right) = 43,82 \text{ с}$$

Расчет произведен правильно, так как результаты вычислений по формулам (3.45) и (3.46) одинаковы.

Фактический коэффициент резерва производительности подъемной установки

$$C_{\phi} = C \frac{T_p + t_n}{T + t_n} \quad (3.47)$$

$$\text{т.е. } C_{\phi} = 1,5 \frac{45 + 10}{43,82 + 10} = 1,52.$$

Диаграммы скорости и ускорений показаны на рис. 3.11.

3.26. Рассчитать элементы трехпериодных диаграмм скорости и построить в масштабе их и соответствующие им диаграммы ускорений при условии работы установки с одинаковой максимальной скоростью с двух горизонтов. Высота подъема при работе с первого (верхнего) горизонта $H = 420$ м, со второго – $H = 520$ м. Расчетная продолжительность

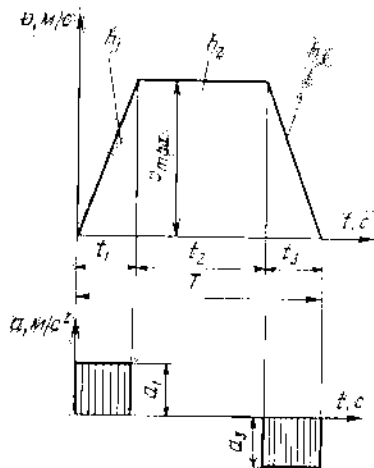


Рис. 3.11. Диаграммы скорости и ускорений (к примеру 3.25)

движения подъемного сосуда со второго горизонта $T_p = 84$ с; $t_n = 45$ с; $D_6 = 5$ м; $i = 10,5$; $a_1 = a_3 = 0,75$ м/с; $C = 1,5^*$.

Решение. Для второго горизонта модуль ускорений по формуле (3.37)

$$a_m = \frac{0,75 \cdot 0,75}{0,75 + 0,75} = 0,375 \text{ м/с}^2.$$

Максимальная расчетная скорость по формуле (3.38)

$$v_{p \max} = 0,375 \cdot 84 - \sqrt{(0,375 \cdot 84)^2 - 2 \cdot 0,375 \cdot 520} = 7 \text{ м/с.}$$

При $D_6 = 5$ м, $i = 10,5$ и $n_{\text{син}} = 300$ об/мин ($n = 290$ об/мин) максимальная скорость $v_{\max} = 7,23$ м/с.

Максимальная скорость, допустимая ПБ с верхнего горизонта при подъеме — спуске людей, $v_{n,6} = 12$ м/с.

Таким образом, как со второго, так и с первого горизонта можно работать с одной и той же максимальной скоростью $v_{\max} = 7,23$ м/с.

Определим элементы диаграммы скорости со второго горизонта по формулам (3.39) — (3.45).

Так как $a_1 = a_3$, то $t_1 = t_3 = 7,23/0,75 = 9,64$ с.

Поскольку $t_1 = t_3$, то

$$h_1 = h_3 = v_{\max} t_1 / 2 = 7,23 \cdot 9,64 / 2 = 34,85 \text{ м.}$$

$$h_2 = H - h_1 - h_3 = 520 - 34,85 - 34,85 = 450,3 \text{ м.}$$

*При обслуживании подъемной установкой с одним асинхронным двигателем двух горизонтов шахты во избежание работы во время равномерного движения с верхнего горизонта с включенным реостатом транспортирование с двух горизонтов должно производиться с одинаковой, максимальной скоростью.

$$t_2 = h_2 / v_{\max} = 450,3 / 7,23 = 62,28 \text{ с.}$$

$$T = t_1 + t_2 + t_3 = 9,64 + 62,28 + 9,64 = 81,56 \text{ с.}$$

Проверка правильности расчета производится по формуле (3.46)

$$T = \frac{520}{7,23} + \frac{7,23}{2} \left(\frac{1}{0,75} + \frac{1}{0,75} \right) = 81,56 \text{ с.}$$

Расчет произведен правильно, так как результаты вычисления по формулам (3.45) и (3.46) одинаковы.

Фактический коэффициент резерва производительности подъемной установки по формуле (3.47) со второго горизонта

$$C_{\phi} = 1,5 \frac{84 + 45}{81,56 + 45} = 1,53.$$

Определим элементы диаграммы скорости с первого горизонта. Так как

$$t_1 = t_3 = 9,64 \text{ с.}$$

$$h_1 = h_3 = 34,85 \text{ м.}$$

Следовательно,

$$h_2 = 420 - 34,85 - 34,85 = 350,3 \text{ м.}$$

$$t_2 = 350,3 / 7,23 = 48,45 \text{ с.}$$

$$T = 9,64 + 48,45 + 9,64 = 67,73 \text{ с.}$$

Проверка правильности расчета:

$$T = \frac{420}{7,23} + \frac{7,23}{2} \left(\frac{1}{0,75} + \frac{1}{0,75} \right) = 67,73 \text{ с.}$$

Расчет произведен правильно, так как результаты вычисления по формулам (3.45) и (3.46) одинаковы.

Фактический коэффициент резерва производительности с первого горизонта

$$C_{\phi} = 1,5 \frac{84 + 45}{67,73 + 45} = 1,72.$$

Диаграммы скорости и соответствующие им диаграммы ускорений для первого (а) и второго (б) горизонта показаны на рис. 3.12:

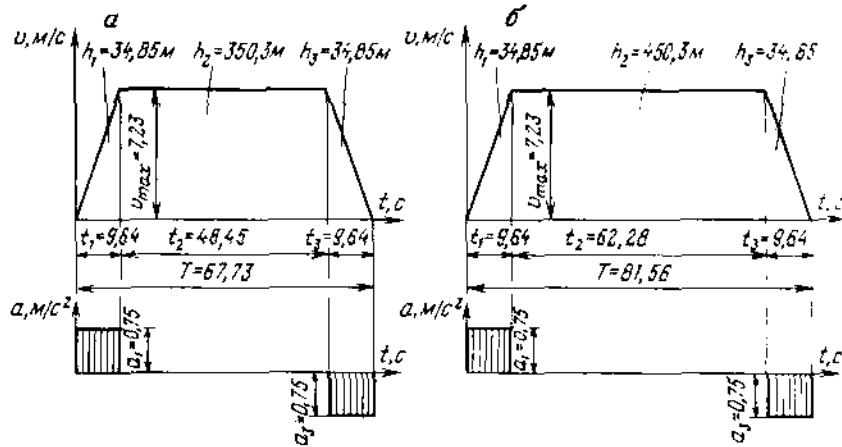


Рис. 3.12. Диаграммы скорости и ускорений (к примеру 3.26)

3.27. Определить пути движения подъемных сосудов при трехпериодной диаграмме скорости, если: $H = 420$ м; $v_{\max} = 8.05$ м/с; $a_1 = 0.7$ м/с²; $a_3 = 0.75$ м/с².

Решение. Пути ускоренного движения на основании формул (3.39) и (3.41) и замедленного на основании формул (3.40) и (3.42):

$$h_1 = v_{\max}^2 / 2a_1 = 8.05^2 / (2 \cdot 0.7) = 46.28 \text{ м};$$

$$h_3 = v_{\max}^2 / 2a_3 = 8.05^2 / (2 \cdot 0.75) = 43.2 \text{ м}.$$

То же, равномерного по формуле (3.43)

$$h_2 = 420 - 46.28 - 43.2 = 330.52 \text{ м}.$$

3.28. Определить продолжительность t_2 равномерного движения подъемных сосудов при трехпериодной диаграмме скорости, если: $H = 440$ м; $v_{\max} = 9.1$ м/с; $a_1 = 0.75$ м/с²; $a_3 = 0.7$ м/с².

Решение. На основании формул (3.39) – (3.44) имеем:

$$t_2 = \frac{H}{v_{\max}} - \frac{v_{\max}}{2} \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right) =$$

$$= \frac{440}{9.1} - \frac{9.1}{2} \left(\frac{1}{0.75} + \frac{1}{0.7} \right) = 35.78 \text{ с}.$$

3.29. Определить полную продолжительность подъемной операции при трехпериодной диаграмме скорости, если: $H = 435$ м; $v_{\max} = 9.7$ м/с; $a_1 = 0.65$ м/с²; $a_3 = 0.72$ м/с²; $t_n = 30$ с.

Решение. Продолжительность движения подъемных сосудов по формуле (3.46)

$$T = \frac{435}{9.7} + \frac{9.7}{2} \left(\frac{1}{0.65} + \frac{1}{0.72} \right) = 59 \text{ с}.$$

Полная продолжительность одной подъемной операции по формуле (3.34)

$$T_n = T + t_n = 59 + 30 = 89 \text{ с}.$$

3.30. Определить высоту подъема H при трехпериодной диаграмме скорости, если продолжительность движения подъемных сосудов $T = 75$ с; максимальная скорость $v_{\max} = 7.2$ м/с; ускорение $a_1 = 0.75$ м/с²; замедление $a_3 = 0.65$ м/с².

Решение. По формуле (3.37) определяем модуль ускорений:

$$a_m = \frac{0.75 \cdot 0.65}{0.75 + 0.65} = 0.348 \text{ м/с}^2.$$

Высота подъема на основании формул (3.46) и (3.37)

$$H = tv_{\max} - \frac{v_{\max}^2}{2a_m} = 75 \cdot 7.2 - \frac{7.2^2}{2 \cdot 0.348} = 465.5 \text{ м}.$$

3.31. Определить замедление a_3 подъемной установки при трехпериодной диаграмме скорости если: $H = 400$ м, продолжительность движения подъемных сосудов $T = 55$ с; максимальная скорость $v_{\max} = 9.7$ м/с; ускорение $a_1 = 0.75$ м/с².

Решение. На основании формул (3.46) и (3.37) модуль ускорений

$$a_m = \frac{v_{\max}^2}{2(Tv_{\max} - H)} = \frac{9.7^2}{2(55 \cdot 9.7 - 400)} = 0.353 \text{ м/с}^2.$$

По формуле (3.37)

$$a_3 = \frac{a_m a_1}{a_1 - a_m} = \frac{0.353 \cdot 0.75}{0.75 - 0.353} = 0.667 \text{ м/с}^2.$$

3.32. Определить элементы пятипериодной диаграммы скорости и построить в масштабе ее и соответствующую ей диаграмму ускорений, если: путь подъема $H = 480$ м; расчетная продолжительность одной подъемной операции $T_p = 70$ с; пауза между двумя подъемными операциями $t_n = 10$ с; путь разгрузки скипов $h_p = 2.2$ м; диаметр барабана $D_6 = 4$ м; коэффициент резерва производительности установки $C = 1.5$.

Решение. Модуль ускорений по формуле (3.37) при принятых $a_1 = 1 \text{ м/с}^2$ и $a_3 = 0,75 \text{ м/с}^2$:

$$a_M = \frac{1 \cdot 0,75}{1 + 0,75} = 0,429 \text{ м/с}^2.$$

Максимальная расчетная скорость, м/с

$$v_{p \max} = a_M T_0 - \sqrt{(a_M T_0)^2 - 2 a_M H_0}. \quad (3.48)$$

Предварительно при принятом значении скорости входа ролика скипа в разгрузочные кривые и выхода его из них ($v' = v'' = 1,1 \text{ м/с}$) находим:

$$T_0 = T_p - \frac{2h_p}{v'} - \frac{2h_p}{v''} + \frac{v'}{a_1} + \frac{v''}{a_3}, \quad (3.49)$$

$$\text{т.е. } T_0 = 70 - \frac{2 \cdot 2,2}{1,1} - \frac{2 \cdot 2,2}{1,1} + \frac{1,1}{1} + \frac{1,1}{0,75} = 59,43 \text{ с};$$

$$H_0 = H - 2h_p + \frac{v'^2}{2a_1} + \frac{v''^2}{2a_3}, \quad (3.50)$$

$$\text{т.е. } H_0 = 480 - 2 \cdot 2,2 + \frac{1,1^2}{2 \cdot 1} + \frac{1,1^2}{2 \cdot 0,75} = 477 \text{ м};$$

$$v_{p \max} = 0,429 \cdot 59,43 - \sqrt{(0,429 \cdot 59,43)^2 - 2 \cdot 0,429 \cdot 477} = 9,98 \text{ м/с}.$$

Максимальная скорость, обеспечиваемая машиной при $D_6 = 4 \text{ м}$, $i = 11,5$ и $n_{\text{сикн}} = 600 \text{ об/мин}$ ($n = 590 \text{ об/мин}$)

$$v_{\max} = \frac{\pi D_6 n}{60 i} = \frac{3,14 \cdot 4 \cdot 590}{60 \cdot 11,5} = 10,74 \text{ м/с}.$$

Определим элементы диаграммы скорости при движении скипов по разгрузочным кривым. Ускорение и замедление

$$a' = \frac{v'^2}{2h_p}; \quad a'' = \frac{v''^2}{2h_p}. \quad (3.51; 3.52)$$

Подставляя значения, получим

$$a' = a'' = \frac{1,1^2}{2 \cdot 2,2} = 0,275 \text{ м/с}^2.$$

Продолжительность ускоренного и замедленного движений по разгрузочным кривым

$$t' = v'/a'; \quad t'' = v''/a'', \quad (3.53; 3.54)$$

или

$$t' = t'' = 1,1/0,275 = 4 \text{ с}.$$

Длина пути скипа по разгрузочным кривым

$$h_p = v't'/2 = v''t''/2, \quad (3.55)$$

или $h_p = 1,1 \cdot 4/2 = 2,2 \text{ м}$.

Время ускоренного движения при $a_1 = 1 \text{ м/с}^2$ и замедленного при $a_3 = 0,75 \text{ м/с}^2$

$$t_1 = \frac{v_{\max} - v'}{a_1}; \quad t_3 = \frac{v_{\max} - v''}{a_3}. \quad (3.56; 3.57)$$

Подставляя значения, получим:

$$t_1 = \frac{10,74 - 1,1}{1} = 9,64 \text{ с}; \quad t_3 = \frac{10,74 - 1,1}{0,75} = 12,85 \text{ с}.$$

Длины путей за время ускоренного и замедленного движений

$$h_1 = \frac{v' + v_{\max}}{2} t_1; \quad h_3 = \frac{v'' + v_{\max}}{2} t_3. \quad (3.58; 3.59)$$

Подставляя значения, получим:

$$h_1 = \frac{1,1 + 10,74}{2} \cdot 9,64 = 57,1 \text{ м}; \quad h_3 = \frac{1,1 + 10,74}{2} \cdot 12,85 = 76,07 \text{ м}.$$

Длина пути равномерного движения

$$h_2 = H - 2h_p - h_1 - h_3, \quad (3.60)$$

$$\text{т.е. } h_2 = 480 - 2 \cdot 2,2 - 57,1 - 76,07 = 342,43 \text{ м}.$$

Продолжительность равномерного движения

$$t_2 = h_2 / v_{\max}; \quad (3.61)$$

т.е. $t_2 = 342,43/10,74 = 31,88$ с.

Продолжительность движения подъемных сосудов

$$T = t' + t_1 + t_2 + t_3 + t'', \quad (3.62)$$

т.е. $T = 4 + 9,64 + 31,88 + 12,85 + 4 = 62,37$ с.

Проверка правильности расчета:

$$T = \frac{H_0}{v_{\max}} + \frac{v_{\max}}{2} \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right) + v' \left(\frac{1}{a_1} - \frac{1}{a_3} \right) + v^2 \left(\frac{1}{a''} - \frac{1}{a_3} \right), \quad (3.63)$$

т.е. $T = \frac{477}{10,74} + \frac{10,74}{2} \left(\frac{1}{1} + \frac{1}{0,75} \right) + 1,1 \left(\frac{1}{0,275} - \frac{1}{1} \right) + 1,1 \left(\frac{1}{0,275} - \frac{1}{0,75} \right) = 62,37$ с.

Фактический коэффициент резерва производительности подъемной установки

$$C_{\text{ф}} = C \frac{T_p + T_n}{T + t_n} = 1,5 \frac{70 + 10}{62,37 + 10} = 1,66.$$

Диаграмма скорости и соответствующая ей диаграмма ускорений показаны на рис. 3.13.

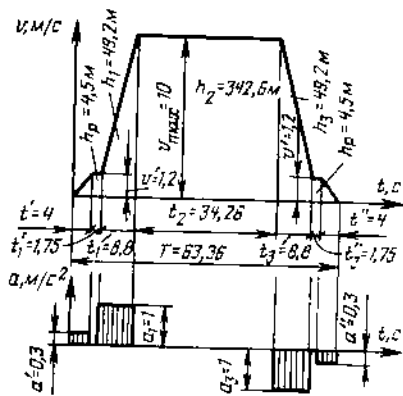


Рис. 3.13. Диаграммы скорости и ускорений (к примеру 3.32)

3.33. Определить пути движения подъемных сосудов во второй, третий и четвертый периоды пятипериодной диаграммы скорости, если $H = 520$ м; $v_{\max} = 5,5$ м/с; $a_1 = a_3 = 1$ м/с²; $v' = v'' = 1,5$ м/с; $h_p = 2,15$ м.

Решение. Длина пути ускоренного движения с ускорением $a = 1$ м/с² на основании формул (3.56) и (3.58)

$$L_1 = \frac{v_{\max}^2 - v'^2}{2a_1} = \frac{5,5^2 - 1,5^2}{2 \cdot 1} = 14 \text{ м.}$$

То же, замедленного движения с замедлением $a_3 = 1$ м/с² на основании формул (3.57) и (3.59)

$$L_3 = \frac{v_{\max}^2 - v''^2}{2a_3} = \frac{5,5^2 - 1,5^2}{2 \cdot 1} = 14 \text{ м.}$$

То же, равномерного движения по формуле (3.60)

$$h_2 = 520 - 2 \cdot 2,15 - 14 - 14 = 487,7 \text{ м.}$$

3.34. Определить продолжительность равномерного движения с максимальной скоростью подъемных сосудов при пятипериодной диаграмме скорости, если $H = 370$ м; $v_{\max} = 9,7$ м/с; $a_1 = 0,75$ м/с²; $a_3 = 0,8$ м/с²; $v' = 1,2$ м/с; $v'' = 1,5$ м/с; $h_p = 4$ м.

Решение. Продолжительность равномерного движения на основании формул (3.56) – (3.61)

$$t_2 = \frac{H - 2h_p}{v_{\max}} - \frac{v_{\max}}{2} \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right) + \frac{1}{2v_{\max}} \left(\frac{v'^2}{a_1} + \frac{v''^2}{a_3} \right) = \frac{370 - 2 \cdot 4}{9,7} - \frac{9,7}{2} \left(\frac{1}{0,75} + \frac{1}{0,8} \right) + \frac{1}{2 \cdot 9,7} \left(\frac{1,5^2}{0,75} + \frac{1,2^2}{0,8} \right) = 25,05 \text{ с.}$$

3.35. Определить полную продолжительность одной подъемной операции при пятипериодной диаграмме скорости, если: $H = 485$ м; $v_{\max} = 8,3$ м/с; $a_1 = 1$ м/с²; $a_3 = 0,8$ м/с²; $h_p = 2,45$ м; $v' = 1,2$ м/с; $v'' = 1,1$ м/с; $t_n = 10$ с.

Решение. Продолжительность движения подъемных сосудов по формуле (3.3)

$$T = \frac{H_0}{v_{\max}} + \frac{v_{\max}}{2} \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right) + v' \left(\frac{1}{a'} - \frac{1}{a_1} \right) + v'' \left(\frac{1}{a''} - \frac{1}{a_3} \right).$$

Предварительно находим a' и a'' по формулам (3.51) и (3.52) и H_0 по формуле (3.50):

$$a' = \frac{1,2^2}{2 \cdot 2,45} = 0,294 \text{ м/с}^2; \quad a'' = \frac{1,1^2}{2 \cdot 2,45} = 0,247 \text{ м/с}^2;$$

$$H_0 = 485 - 2 \cdot 2,45 + \frac{1,1^2}{2 \cdot 1} + \frac{1,2^2}{2 \cdot 0,8} = 481,57 \text{ м.}$$

Подставляя полученные значения, имеем

$$T = \frac{481,57}{8,3} + \frac{8,3}{2} \left(\frac{1}{1} + \frac{1}{0,8} \right) + 1,2 \left(\frac{1}{0,294} - \frac{1}{1} \right) + 1,1 \left(\frac{1}{0,247} - \frac{1}{0,8} \right) = 73,3 \text{ с.}$$

Полная продолжительность одной подъемной операции

$$T_n = T + t_n = 73,3 + 10 = 83,3 \text{ с.}$$

3.36. Определить высоту подъема H при работе по пятипериодной диаграмме скорости, если: $T = 85 \text{ с}$; $v_{\max} = 7,2 \text{ м/с}$; $a_1 = 1 \text{ м/с}^2$; $a_3 = 0,9 \text{ м/с}^2$; $h_p = 2,5 \text{ м}$; $v' = 1,2 \text{ м/с}$; $v'' = 1,1 \text{ м/с}$.

Решение. На основании формулы (3.63)

$$H_0 = T v_{\max} - \frac{v_{\max}^2}{2} \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right) - v' v_{\max} \left(\frac{1}{a'} - \frac{1}{a_1} \right) - v'' v_{\max} \left(\frac{1}{a''} - \frac{1}{a_3} \right).$$

Предварительно находим ускорение и замедление скипа на разгрузочных кривых по формулам (3.51) и (3.52)

$$a' = \frac{1,2^2}{2 \cdot 2,5} = 0,288 \text{ м/с}^2; \quad a'' = \frac{1,1^2}{2 \cdot 2,5} = 0,242 \text{ м/с}^2.$$

Используя полученные данные, находим,

$$H_0 = 85 \cdot 7,2 - \frac{7,2^2}{2} \left(\frac{1}{1} + \frac{1}{0,9} \right) - 1,2 \cdot 7,2 \left(\frac{1}{0,288} - \frac{1}{1} \right) - 1,1 \cdot 7,2 \left(\frac{1}{0,242} - \frac{1}{0,9} \right) = 512 \text{ м.}$$

Далее из формулы (3.50)

$$H = H_0 + 2h_p - \frac{v'^2}{2a_1} - \frac{v''^2}{2a_3} = 512 + 2 \cdot 2,5 - \frac{1,2^2}{2 \cdot 1} - \frac{1,1^2}{2 \cdot 0,9} = 515,6 \text{ м.}$$

3.37. Определить элементы семипериодной диаграммы скорости и построить в масштабе эту диаграмму и соответствующую ей диаграмму ускорений. Путь подъема $H = 450 \text{ м}$, продолжительность движения подъемных сосудов $T_p = 65 \text{ с}$, пауза между подъемными операциями $t_n = 8 \text{ с}$, путь разгрузки опрокидных клеток $h_p = 4,5 \text{ м}$, диаметр барабана $D_6 = 5 \text{ м}$, коэффициент резерва производительности установки $C = 1,5$.

Решение. Модуль ускорений по формуле (3.37) при принятом $a_1 = a_3 = 1 \text{ м/с}^2$

$$a_m = \frac{1 \cdot 1}{1 + 1} = 0,5 \text{ м/с}^2.$$

При принятом значении скорости входа ролика клетки в разгрузочные кривые и выхода его из них $v' = v'' = 1,2 \text{ м/с}$, ускорения и замедления $a' = a'' = 0,3 \text{ м/с}^2$ по формулам (3.53), (3.54) продолжительность ускоренного и замедленного движения по разгрузочным кривым

$$t' = t'' = 1,2/0,3 = 4 \text{ с.}$$

То же, равномерного движения

$$t'_1 = \frac{h_p - v' t' / 2}{v'}; \quad t''_1 = \frac{h_p - v'' t'' / 2}{v''}. \quad (3.64; 3.65)$$

Исходя из вышеизложенного, получаем

$$t'_1 = t''_1 = \frac{4,5 - 1,2 \cdot 4 / 2}{1,2} = 1,75 \text{ с.}$$

Далее определяем

$$T_0 = T_p - t' - t'_1 - t''_1 - t'' + \frac{v'}{a_1} + \frac{v''}{a_3}, \quad (3.66)$$

т.е. $T_0 = 65 - 4 - 1,75 - 1,75 - 4 + 1,2/1 + 1,2/1 = 55,9$ с.
По формуле (3.50)

$$H_0 = 450 - 2 \cdot 45 + \frac{1,2^2}{2 \cdot 1} + \frac{1,2^2}{2 \cdot 1} = 442,44 \text{ м};$$

по формуле (3.48)

$$v_{p \max} = 0,5 \cdot 55,9 - \sqrt{(0,5 \cdot 55,9)^2 - 2 \cdot 0,5 \cdot 442,44} = 9,6 \text{ м/с}.$$

При диаметре барабана $D_6 = 5$ м, передаточном числе зубчатого редуктора $i = 10,5$ и синхронной частоте вращения асинхронного двигателя $n_{\text{син}} = 425$ об/мин ($n = 400$ об/мин) максимальная скорость

$$v_{\max} = \frac{\pi D_6 n}{i} = \frac{3,14 \cdot 5 \cdot 6,67}{10,5} = 10 \text{ м/с}.$$

Определим продолжительности ускоренного и замедленного движений при $a_1 = a_3 = 1 \text{ м/с}^2$ и длины путей за это время по формулам (3.56) – (3.59), учитывая, что $v' = v''$:

$$t_1 = \frac{10 - 1,2}{1} = 8,8 \text{ с}, \quad t_3 = \frac{10 - 1,2}{1} = 8,8 \text{ с};$$

$$h_1 = \frac{1,2 + 10}{2} \cdot 8,8 = 49,2 \text{ м}, \quad h_3 = \frac{1,2 + 10}{2} \cdot 8,8 = 49,2 \text{ м}.$$

Проверка пути разгрузки:

$$h_p = v' t' / 2 + v' t'_1 = 1,2 \cdot 4 / 2 + 1,2 \cdot 1,75 = 4,5 \text{ м}.$$

Длина пути и продолжительность равномерного движения согласно формулам (3.60) и (3.61)

$$h_2 = 450 - 2 \cdot 4,5 - 49,2 - 49,2 = 342,6 \text{ м};$$

$$t_2 = 342,6 / 10 = 34,26 \text{ с}.$$

Продолжительность движения подъемных сосудов

$$T = t' + t'_1 + t_1 + t_2 + t_3 + t''_1 + t'', \quad (3.67)$$

$$T = 4 + 1,75 + 8,8 + 34,26 + 8,8 + 1,75 + 4 = 63,36 \text{ с}.$$

Проверка правильности расчета:

$$T = \frac{H_0}{v_{\max}} + \frac{v_{\max}}{2} \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right) + v' \left(\frac{1}{2a'} - \frac{1}{a_1} \right) + v'' \left(\frac{1}{2a''} - \frac{1}{a_3} \right) + h_p \left(\frac{1}{v'} + \frac{1}{v''} \right), \quad (3.68)$$

т.е. $T = \frac{442,44}{10} + \frac{10}{2} + \left(\frac{1}{1} + \frac{1}{1} \right) + 1,2 \left(\frac{1}{2 \cdot 0,3} - \frac{1}{1} \right) + 1,2 \times$
 $\times \left(\frac{1}{2 \cdot 0,3} - \frac{1}{1} \right) + 4,5 \left(\frac{1}{1,2} + \frac{1}{1,2} \right) = 63,36 \text{ с}.$

Фактический коэффициент резерва производительности подъемной установки по формуле (3.47)

$$C_\phi = 1,5 \frac{65 + 8}{63,36 + 8} = 1,53.$$

Диаграмма скорости и соответствующая ей диаграмма ускорений показаны на рис. 3.14.

§ 3. ДИНАМИКА ПОДЪЕМНЫХ СИСТЕМ С ПОСТОЯННЫМ РАДИУСОМ НАВИВКИ КАНАТА

Движущие усилия на окружности барабана и мощности на валу подъемного двигателя

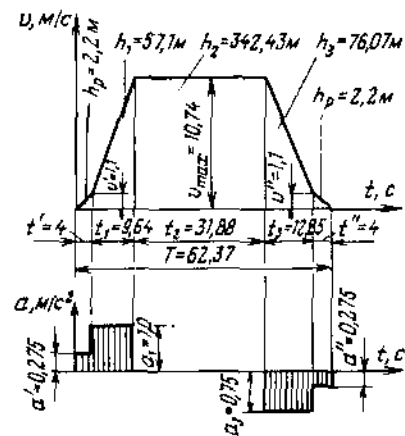


Рис. 3.14. Диаграммы скорости и ускорений (к примеру 3.37)

Примеры расчета

3.38. Определить движущие усилия на окружности барабана, мощности на валу подъемного двигателя в характерных точках трехпериодной диаграммы скорости. Построить диаграммы усилий (нагрузочные диаграммы на двигатель) и мощностей для подъемных систем без уравновешивающего каната, с равновесным уравновешивающим канатом и с тяжелым уравновешивающим канатом. Высота подъема $H = 730$ м, полезная масса $Q_n = 5000$ кг, время ускоренного, равномерного и замедленного движений $t_1 = 13,33$ с; $t_2 = 59,66$ с; $t_3 = 13,33$ с.

Длины путей, пройденных в эти периоды, $h_1 = h_3 = 66,7$ м, $h_2 = 596,6$ м. Продолжительность движения $T = 86,32$ с; линейная масса подъемного каната $p = 8,37$ кг/м; линейная масса уравновешивающего каната $q = 9,43$ кг/м; приведенная масса движущихся частей подъемной установки к окружности барабана $m_n = 80000$ кг; ускорение и замедление $a_1 = a_3 = 0,73$ м/с²; максимальная скорость движения подъемных сосудов $v_{max} = 10$ м/с; к.п.д. передачи редуктора $\eta_n = 0,94$.

Решение. Движущие усилия (H), создаваемые двигателем на окружности барабана двухклетевой (двухскиповой) установки (рис. 3.15),

$$F = [kQ_n - (H - 2h_x)(q - p)]g + m_n a \quad (3.69)$$

Для одноклетевой (односкиповой) установки с противовесом

$$F = [kQ_n + Q_c - Q_{np} - (H - 2h_x)(q - p)]g + m_n a \quad (3.70)$$

где k — коэффициент вредных сопротивлений (для клеток $k = 1,2$; для скипов $k = 1,15$); h_x — мгновенное значение пути, м; m_n — масса всех движущихся частей установки, приведенная к окружности навивки, кг; Q_{np} — масса противовеса, кг.

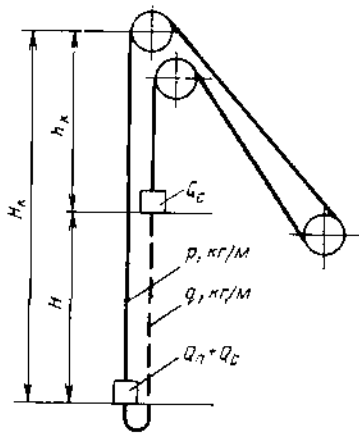


Рис. 3.15. Схема к динамическому уравнению подъемной системы с постоянным радиусом навивки каната

1. Система без уравновешивающего каната ($q = 0$). На основании выражения (3.69) движущие усилия в начале подъема и конце ускоренного движения:

$$F_1 = (kQ_n + H_p)g + m_n a_1 = (1,2 \cdot 5000 + 730 \cdot 8,37) \cdot 9,81 + 80000 \cdot 0,73 = 17,88 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$F_2 = [kQ_n + (H - 2h_1)p]g + m_n a_1 = [1,2 \cdot 5000 + (730 - 2 \cdot 66,7) \cdot 8,37] \cdot 9,81 + 80000 \cdot 0,73 = 16,78 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

То же, в начале и конце равномерного движения:

$$F_3 = [kQ_n + (H - 2h_1)p]g = [1,2 \cdot 5000 + (730 - 2 \cdot 66,7) \cdot 8,37] \cdot 9,81 = 10,78 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$F_4 = \{kQ_n + [H - 2(h_1 + h_2)]p\}g = \{1,2 \cdot 5000 + [(730 - 2) \cdot 66,7 + 596,6] \cdot 8,37\} \cdot 9,81 = 0,987 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

То же, в начале замедленного движения и конце подъема:

$$F_5 = \{kQ_n + [H - 2(h_1 + h_2)]p\}g - m_n a_3 = \{1,2 \cdot 5000 + [730 - 2(66,7 + 596,6)] \cdot 8,37\} \cdot 9,81 - 80000 \cdot 0,73 = -5,01 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

$$F_6 = (kQ_n - Hp)g - m_n a_3 = (1,2 \cdot 5000 - 730 \cdot 8,37) \cdot 9,81 - 80000 \cdot 0,73 = -6,01 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Мощности (кВт) на валу подъемного двигателя в тех же характерных точках диаграммы скорости

$$N_x = \frac{F_x v_x}{1000 \eta_n} \quad (3.71)$$

При наших данных

$$N_1 = 0;$$

$$N_2 = \frac{F_2 v_{max}}{1000 \eta_n} = \frac{16,78 \cdot 10^4 \cdot 10}{1000 \cdot 0,94} = 1985 \text{ кВт};$$

$$N_3 = \frac{F_3 v_{max}}{1000 \eta_n} = \frac{10,78 \cdot 10^4 \cdot 10}{1000 \cdot 0,94} = 1147 \text{ кВт};$$

$$N_4 = \frac{F_4 v_{\max}}{1000 \eta_n} = \frac{0,987 \cdot 10^3 \cdot 10}{1000 \cdot 0,94} = 105 \text{ кВт};$$

$$N_5 = \frac{F_5 v_{\max} \eta_n}{1000} = \frac{-5,01 \cdot 10^4 \cdot 10 \cdot 0,94}{1000} = -470 \text{ кВт};$$

$$N_6 = 0$$

2. Система с равновесным уравновешивающим канатом ($q = p$). Движущие усилия на основании выражения (3.69) при ускоренном движении

$$F_1 = F_2 = kQ_n g + m_n a_1 = 1,2 \cdot 5000 \cdot 9,81 + 80000 \cdot 0,75 = 11,88 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

при равномерном движении

$$F_3 = F_4 = kQ_n g = 1,2 \cdot 5000 \cdot 9,81 = 5,88 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

при замедленном движении

$$F_5 = F_6 = kQ_n g - m_n a_3 = 1,2 \cdot 5000 \cdot 9,81 - 80000 \cdot 0,75 = -0,1 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Мощности на валу подъемного двигателя по формуле (3.71):

$$N_1 = 0;$$

$$N_2 = \frac{11,88 \cdot 10^4 \cdot 10}{1000 \cdot 0,94} = 1260 \text{ кВт};$$

$$N_3 = N_4 = \frac{5,88 \cdot 10^4 \cdot 10}{1000 \cdot 0,94} = 626 \text{ кВт};$$

$$N_5 = \frac{-0,1 \cdot 10^4 \cdot 10 \cdot 0,94}{1000} = -10,3 \text{ кВт};$$

$$N_6 = 0.$$

3. Система с тяжелым уравновешивающим канатом ($q - p = 9,43 - 8,37 = 1,06 \text{ кг/м}$). Движущие усилия по формуле (3.69) в точках, указанных в расчете без уравновешивающего каната:

$$F_1 = [kQ_n - H(q - p)]g + m_n a_1 = (1,2 \cdot 5000 - 730 \cdot 1,06) \times 9,81 + 80000 \cdot 0,75 = 11,12 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$F_2 = [kQ_n - (H - 2h_1)(q - p)]g + m_n a_1 =$$

$$= [1,2 \cdot 5000 - (730 - 2 \cdot 66,7) \cdot 1,06] \cdot 9,81 + 80000 \cdot 0,75 = 11,26 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$F_3 = [kQ_n - (H - 2h_1)(q - p)]g = [1,2 \cdot 5000 - (730 - 2 \cdot 66,7) \cdot 1,06] \cdot 9,81 = 5,26 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$F_4 = \{kQ_n - [H - 2(h_1 + h_2)](q - p)\}g = \{1,2 \cdot 5000 - [730 - 2(66,7 + 596,6)] \cdot 1,06\} \cdot 9,81 = 6,5 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$F_5 = \{kQ_n - [H - 2(h_1 + h_2)](q - p)\}g - m_n a_3 = \{1,2 \cdot 5000 - [730 - 2(66,7 + 596,6)] \cdot 1,06\} \cdot 9,81 - 80000 \times 0,75 = 0,5 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$F_6 = [kQ_n + H(q - p)]g - m_n a_3 = (1,2 \cdot 5000 + 730 \cdot 1,06) \times 9,81 - 80000 \cdot 0,75 = 0,64 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Мощности на валу подъемного двигателя по формуле (3.71):

$$N_1 = 0;$$

$$N_2 = \frac{11,26 \cdot 10^4 \cdot 10}{1000 \cdot 0,94} = 1198 \text{ кВт};$$

$$N_3 = \frac{5,26 \cdot 10^4 \cdot 10}{1000 \cdot 0,94} = 560 \text{ кВт};$$

$$N_4 = \frac{6,5 \cdot 10^4 \cdot 10}{1000 \cdot 0,94} = 691 \text{ кВт};$$

$$N_5 = \frac{0,5 \cdot 10^4 \cdot 10}{1000 \cdot 0,94} = 53,2 \text{ кВт};$$

$$N_6 = 0.$$

Диаграммы для этого примера показаны на рис. 3.16.

3.39. Определить движущие усилия на окружности навивки барабана, мощности на валу подъемного двигателя в характерных точках пятипериодной диаграммы скорости и построить диаграммы усилий (нагрузочные диаграммы на двигатель) и мощностей для скиповой установки без уравновешивающего каната. Высота подъема $H = 550 \text{ м}$, полезная масса скипа $Q_n = 8500 \text{ кг}$. Продолжительность движения по разгрузочным кривым $t_n = 3,94 \text{ с}$ с ускорением $a_1 = 0,279 \text{ м/с}^2$, $t_2 = 6,13 \text{ с}$ с ускорением $a_1 = 1 \text{ м/с}^2$; равномерного движения $t_3 = 67,23 \text{ с}$ с ускорением $a_1 = 1 \text{ м/с}^2$, $t_4 = 8,17 \text{ с}$ с замедлением $a_3 = 0,75 \text{ м/с}^2$;

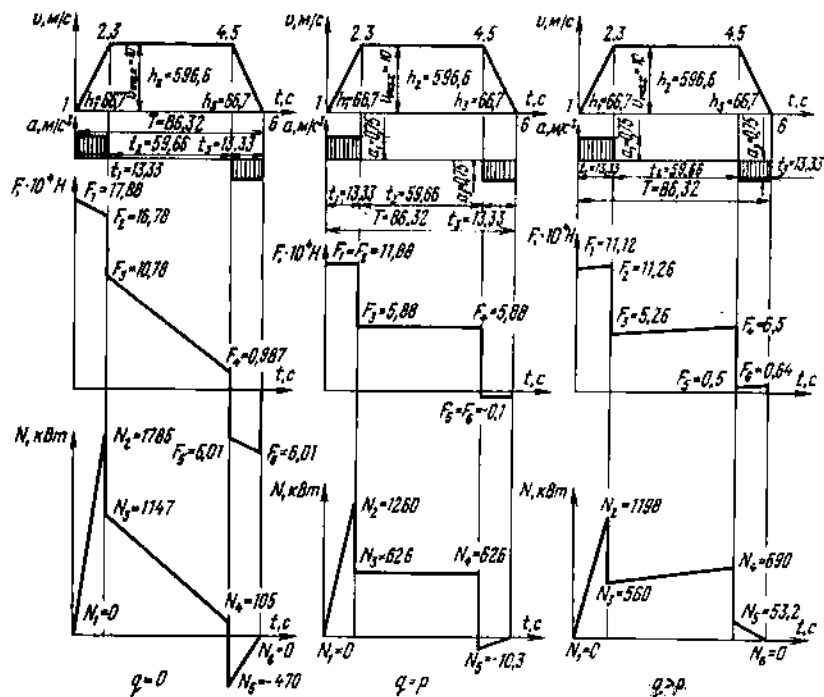


Рис. 3.16. Диаграммы к расчету подъемной системы (к примеру 3.38)

по разгрузочным кривым $t'' = 3,94$ с замедлением $a'' = 0,279$ м/с² соответственно указанным периодам пути $h_p = 2,17$ м (путь разгрузки скипа); $h_1 = 25,53$ м; $h_2 = 486,1$ м; $h_3 = 34,03$ м; скорость выхода ролика скипа из разгрузочных кривых $v' = 1,1$ м/с, входа $v'' = 1,1$ м/с; максимальная скорость $v_{max} = 7,23$ м/с; $T = 89,41$ с; приведенная к окружности барабана масса движущихся частей установки $m_n = 103590$ кг; к.п.д. редуктора $\eta_n = 0,93$.

Решение. На основании выражения (3.69) движущие усилия в начале подъема и конце движения с ускорением a' :

$$F_1 = (kQ_n + H\rho)g + m_n a' = (1,15 \cdot 8500 + 550 \cdot 8,47) 9,81 + 103590 \cdot 0,279 = 17,05 \cdot 10^4 \text{ H};$$

$$F_2 = [kQ_n + (H - 2h_p)\rho]g + m_n a' = [1,15 \cdot 8500 + (550 - 2 \cdot 2,17) 8,47] 9,81 + 103590 \cdot 0,279 = 17,01 \cdot 10^4 \text{ H}.$$

То же, в начале и конце движения с ускорением a_1 :

$$F_3 = [kQ_n + (H - 2h_p)\rho]g + m_n a_1 = [1,15 \cdot 8500 + (550 -$$

$$- 2 \cdot 2,17) 8,47] 9,81 + 103590 \cdot 1 = 24,55 \cdot 10^4 \text{ H};$$

$$F_4 = \{kQ_n + [H - 2(h_p + h_1)]\rho\}g + m_n a_1 = \{1,15 \cdot 8500 + [550 - 2(2,17 + 25,53)] 8,47\} 9,81 + 103590 \cdot 1 = 24,06 \cdot 10^4 \text{ H}.$$

То же, в начале и конце равномерного движения:

$$F_5 = \{kQ_n + [H - 2(h_p + h_1)]\rho\}g = \{1,15 \cdot 8500 + [550 - 2(2,17 + 25,53)] 8,47\} 9,81 = 13,7 \cdot 10^4 \text{ H};$$

$$F_6 = \{kQ_n + [H - 2(h_p + h_1 + h_2)]\rho\}g = \{1,15 \cdot 8500 + [550 - 2(2,17 + 25,53 + 486,1)] 8,47\} 9,81 = 5,61 \cdot 10^4 \text{ H}.$$

То же, в начале и конце движения с замедлением a_3 :

$$F_7 = \{kQ_n + [H - 2(h_p + h_1 + h_2)]\rho\}g - m_n a_3 = \{1,15 \cdot 8500 + [550 - 2(2,17 + 25,53 + 486,1)] 8,47\} 9,81 - 103590 \cdot 0,75 = -2,15 \cdot 10^4 \text{ H};$$

$$F_8 = \{kQ_n + [H - 2(h_p + h_1 + h_2 + h_3)]\rho\}g - m_n a_3 = \{1,15 \cdot 8500 + [550 - 2(2,17 + 25,53 + 486,1 + 34,03)] 8,47\} 9,81 - 103590 \cdot 0,75 = -2,72 \cdot 10^4 \text{ H}.$$

То же, в начале движения с замедлением a'' и конце подъема:

$$F_9 = \{kQ_n + [H - 2(h_p + h_1 + h_2 + h_3)]\rho\}g - m_n a'' = \{1,15 \cdot 8500 + [550 - 2(2,17 + 25,53 + 486,1 + 34,03)] 8,47\} 9,81 - 103590 \cdot 0,279 = 2,16 \cdot 10^4 \text{ H};$$

$$F_{10} = (kQ_n - H_p)g - m_n a'' = (1,15 \cdot 8500 - 550 \cdot 8,47) 9,81 - 103590 \cdot 0,279 = 2,13 \cdot 10^4 \text{ H}.$$

Мощности в тех же характерных точках диаграммы скорости:

$$N_1 = 0;$$

$$N_2 = \frac{17,01 \cdot 10^4 \cdot 1,1}{1000 \cdot 0,93} = 201,2 \text{ кВт};$$

$$N_3 = \frac{24,55 \cdot 10^4 \cdot 1,1}{1000 \cdot 0,93} = 290,4 \text{ кВт};$$

$$N_4 = \frac{24,06 \cdot 10^4 \cdot 7,23}{1000 \cdot 0,93} = 1870 \text{ кВт};$$

$$N_5 = \frac{13,7 \cdot 10^4 \cdot 0,23}{1000 \cdot 0,93} = 1065 \text{ кВт};$$

$$N_6 = \frac{5,62 \cdot 10^4 \cdot 7,23}{1000 \cdot 0,93} = 437 \text{ кВт};$$

$$N_7 = \frac{-2,15 \cdot 10^4 \cdot 7,23 \cdot 0,93}{1000} = -145 \text{ кВт};$$

$$N_8 = \frac{-2,72 \cdot 10^4 \cdot 7,23 \cdot 0,93}{1000} = -27,8 \text{ кВт};$$

$$N_9 = \frac{2,16 \cdot 10^4 \cdot 1,1}{1000 \cdot 0,93} = 25,5 \text{ кВт};$$

$$N_{10} = 0.$$

Диаграммы к этому примеру показаны на рис. 3.17.

3.40. Определить движущие усилия на окружности барабана и мощности на валу подъемного двигателя в характерных точках семипериодной диаграммы скорости и построить диаграммы движущих усилий и мощности для установки с опрокидными клетями и без уравновешивающего каната ($k = 1,2$; $q = 0$), если: полезная масса $Q_n = 2000$ кг; высота подъема $H = 257$ м; линейная масса каната $\rho = 4,74$ кг/м; приведенная к окружности навивки каната масса движущихся частей подъемной установки $m_n = 42380$ кг; собственная масса клетки $Q_c = 8110$ кг. Продолжительность ускоренного движения ролика порожней клетки по разгрузочным кривым $t_1' = 4$ с; то же, равномерного $t_1 = 2,83$ с; продолжительности ускоренного, равномерного и замедленного движения клетки соответственно $t_7 = 2,86$ с; $e_2 = 69,37$ с и $t_3 = 2,86$ с; продолжительность равномерного движения ролика грузной клетки по разгрузочным кривым

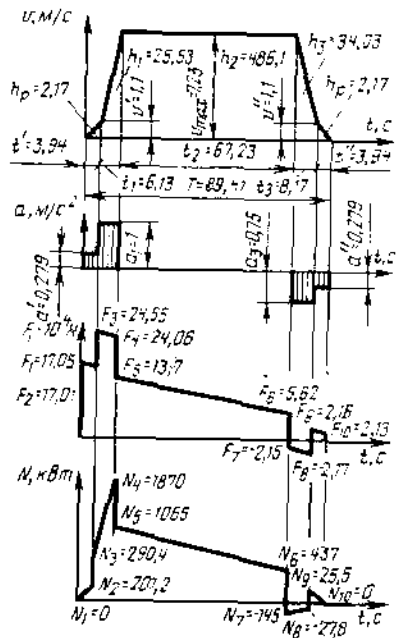


Рис. 3.17. Диаграммы к расчету скиповой установки (к примеру 3.39)

вым $t_1'' = 2,83$ с; то же, замедленного $t_1'' = 4$ с. Длина пути клетки по разгрузочным кривым $h_p = 5,8$ м, а путей ускоренного, равномерного и замедленного движений соответственно $h_1 = 6,5$ м, $h_2 = 232,4$ м. и $h_3 = 6,5$ м. Ускорение и замедление на разгрузочных кривых $a' = 0,3 \text{ м/с}^2$, $a'' = 0,3 \text{ м/с}^2$; ускорение и замедление клетки $a_1 = 0,75 \text{ м/с}^2$ и $a_2 = 0,75 \text{ м/с}^2$, коэффициент, учитывающий нарушение уравновешивания собственных масс сосудов в момент разгрузки, $k_v = 0,35$, скорость входа ролика в разгрузочные кривые $v' = 1,2 \text{ м/с}$; то же, выхода $v'' = 1,2 \text{ м/с}$; максимальная скорость клетки $v_{\max} = 3,35 \text{ м/с}$; к.п.д. передачи $\eta_n = 0,9$.

Решение. Усилия (H) в начале подъемной операции и в конце движения с ускорением $a' = 0,3 \text{ м/с}^2$:

$$F_1 = [kQ_n + k_v Q_c + H(\rho - q)]g + m_n a', \quad (3.72)$$

$$\text{т.е. } F_1 = (1,2 \cdot 2000 + 0,35 \cdot 8110 + 257 \cdot 4,74) 9,81 + 42380 \cdot 0,3 = 7,6 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$F_2 = [kQ_n + (H - 2 \frac{v' t_1'}{2}) \rho]g + m_n a' = [1,2 \cdot 2000 +$$

$$+ (257 - 2 \frac{1,2 \cdot 4}{2}) 4,74] 9,81 + 42380 \cdot 0,3 = 4,8 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

То же, в начале и конце равномерного движения по разгрузочным кривым:

$$F_3 = [kQ_n + (H - 2 \frac{v' t_1'}{2}) \rho]g = [1,2 \cdot 2000 +$$

$$+ (257 - 2 \frac{1,2 \cdot 4}{2}) 4,74] 9,81 = 3,35 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$F_4 = [kQ_n + (H - 2h_p) \rho]g = [1,2 \cdot 2000 + (257 - 2 \cdot 5,8) \times 4,74] 9,81 = 3,5 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

То же, в начале и конце движения с ускорением $a_1 = 0,75 \text{ м/с}^2$:

$$F_5 = [kQ_n + (H - 2h_p) \rho]g + m_n a_1 = [1,2 \cdot 2000 +$$

$$+ (257 - 2 \cdot 5,8) 4,74] 9,81 + 42380 \cdot 0,75 = 6,67 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$F_6 = \{kQ_n + [H - 2(h_p + h_1)] \rho\}g + m_n a_1 = 1,2 \cdot 2000 + [257 - 2(5,8 + 6,5)] 4,74 \cdot 9,81 +$$

$$+ 42380 \cdot 0,75 = 6,61 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

То же, в начале и конце равномерного движения с максимальной скоростью:

$$F_7 = \{kQ_n + [H - 2(h_p + h_1)] \rho\}g = \{1,2 \cdot 2000 +$$

$$+ [257 - 2(5,8 + 6,5)] 4,74\} 9,81 = 3,44 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$F_R = \{kQ_n + [H - 2(h_p + h_1 + h_2)] \rho\} g =$$

$$= \{1,2 \cdot 2000 + [257 - 2(5,8 + 6,5 + 232,5)] \cdot 4,74\} \cdot 9,81 =$$

$$= 1,27 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Усилия в начале и конце движения с замедлением $a_3 = 0,75 \text{ м/с}^2$:

$$F_9 = \{kQ_n + [H - 2(h_p + h_1 + h_2)] \rho\} g - m_n a_3 =$$

$$= \{1,2 \cdot 2000 + [257 - 2(5,8 + 6,5 + 232,4)] \cdot 4,74\} \cdot 9,81 -$$

$$- 42380 \cdot 0,75 = -1,9 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

$$F_{10} = \{kQ_n + [H - 2(h_p + h_1 + h_2 + h_3)] \rho\} g - m_n a_3 =$$

$$= \{1,2 \cdot 2000 + [257 - 2(5,8 + 6,5 + 232,4 + 6,5)] \cdot 4,74\} \cdot 9,81 -$$

$$- 42380 \cdot 0,75 = -1,97 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

То же, в начале и конце равномерного движения по разгрузочным кривым:

$$F_{11} = \{kQ_n + [H - 2(h_p + h_1 + h_2 + h_3)] \rho\} g =$$

$$= \{1,2 \cdot 2000 + [257 - 2(5,8 + 6,5 + 232,4 + 6,5)] \cdot 4,74\} \cdot 9,81 = 1,21 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

$$F_{12} = \{kQ_n + [H - 2(h_p + h_1 + h_2 + h_3 + v''t'')] \rho\} g =$$

$$= \{1,2 \cdot 2000 + [257 - 2(5,8 + 6,5 + 232,4 + 6,5 + 1,2 \cdot 2,83)] \cdot 4,74\} \cdot 9,81 = 1,18 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

То же, в начале движения с замедлением $a'' = 0,3 \text{ м/с}^2$ и конце подъемной операции:

$$F_{13} = \{kQ_n + [H - 2(h_p + h_1 + h_2 + h_3 + v''t'')] \rho\} g - m_n a'' =$$

$$= \{1,2 \cdot 2000 + [257 - 2(5,8 + 6,5 + 232,4 + 6,5 + 1,2 \cdot 2,83)] \cdot 4,74\} \cdot 9,81 -$$

$$- 42380 \cdot 0,3 = -0,9 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

$$F_{14} = [(k-1)Q_n - k_v Q_c - H(\rho - q)] g - m_n a'', \quad (3.73)$$

т.е. $F_{14} = [(1,2-1) \cdot 2000 - 0,35 \cdot 8110 - 257 \cdot 4,74] \cdot 9,81 -$
 $- 42380 \cdot 0,3 = -4,86 \cdot 10^4 \text{ Н.}$

Мощности на валу подъемного двигателя в характерных точках диаграммы скорости:

$$N_1 = 0;$$

$$N_2 = \frac{F_2 v'}{1000 \eta_n} = \frac{4,8 \cdot 10^4 \cdot 1,2}{1000 \cdot 0,9} = 64 \text{ кВт};$$

$$N_3 = \frac{F_3 v'}{1000 \eta_n} = \frac{3,53 \cdot 10^4 \cdot 1,2}{1000 \cdot 0,9} = 47 \text{ кВт};$$

$$N_4 = \frac{F_4 v'}{1000 \eta_n} = \frac{3,5 \cdot 10^4 \cdot 1,2}{1000 \cdot 0,9} = 46,6 \text{ кВт};$$

$$N_5 = \frac{F_5 v'}{1000 \eta_n} = \frac{6,67 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{1000 \cdot 0,9} = 89 \text{ кВт};$$

$$N_6 = \frac{F_6 v_{\max}}{1000 \eta_n} = \frac{6,61 \cdot 10^4 \cdot 3,35}{1000 \cdot 0,9} = 246 \text{ кВт};$$

$$N_7 = \frac{F_7 v_{\max}}{1000 \eta_n} = \frac{3,44 \cdot 10^4 \cdot 3,35}{1000 \cdot 0,9} = 127,8 \text{ кВт};$$

$$N_8 = \frac{F_8 v_{\max}}{1000 \eta_n} = \frac{1,27 \cdot 10^4 \cdot 5,35}{1000 \cdot 0,9} = 47,7 \text{ кВт};$$

$$N_9 = \frac{F_9 v_{\max} \eta_n}{1000} = \frac{-1,9 \cdot 10^4 \cdot 3,35 \cdot 0,9}{1000} = -57,1 \text{ кВт};$$

$$N_{10} = \frac{F_{10} v'' \eta_n}{1000} = \frac{-1,97 \cdot 10^4 \cdot 1,2 \cdot 0,9}{1000} = -21,2 \text{ кВт};$$

$$N_{11} = \frac{F_{11} v''}{1000 \eta_n} = \frac{1,21 \cdot 10^4 \cdot 1,2}{1000 \cdot 0,9} = 16,2 \text{ кВт};$$

$$N_{12} = \frac{F_{12} v''}{1000 \eta_n} = \frac{11,8 \cdot 10^4 \cdot 1,2}{1000 \cdot 0,9} = 15,8 \text{ кВт};$$

$$N_{13} = \frac{F_{13} v'' \eta_n}{1000} = \frac{-0,9 \cdot 10^4 \cdot 1,2 \cdot 0,9}{1000} = -0,97 \text{ кВт};$$

$$N_{14} = 0.$$

Диаграммы для данного примера показаны на рис. 3.18.

Приведенная к окружности барабана масса движущихся частей подъемной установки

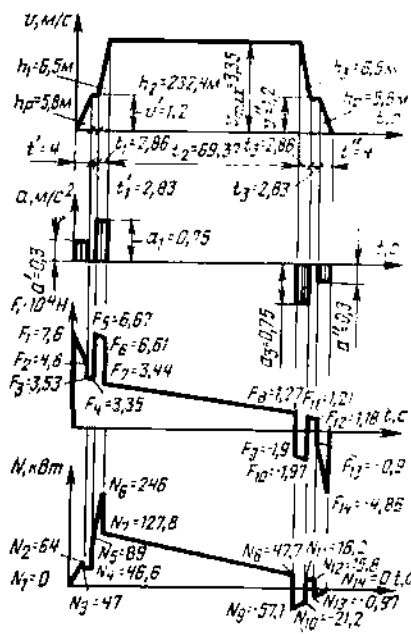


Рис. 3.18. Диаграммы к расчету установки с опрокидными клетями [к при меру 3.40]

Примеры расчета

3.41. Определить приведенную к окружности барабана массу движущихся частей скиповой подъемной установки, если расстояние от нижней приемной площадки до оси направляющего шкива $H_k = 570$ м. Полезная масса угля $Q_n = 8500$ кг, собственная масса скипа $Q_c = 8460$ кг, линейная масса подъемного каната $\rho = 8,47$ кг/м. Установка с уравновешивающим канатом ($q = 8,56$ кг/м). Барабан и направляющий шкив диаметрами $D_6 = D_{н.ш} = 5$ м. Передаточное число редуктора $i = 10,5$.

Решение. Приведенная масса (кг) всех движущихся частей подъемной установки

$$m_n = Q_n + 2Q_c + 2L_{п.к}\rho + L_{в.к}q + 2m'_{н.ш} + m''_6 + m'_n + m'_p \quad (3.74)$$

Массы движущихся частей установки приводятся к окружности барабана — пункту, где наблюдается линейное ускорение подъема. Истинные массы поступательно движущихся частей (сосуды, канаты) тождественны приведенным. Приведению подлежат массы вращающихся частей (направляющие шкивы, барабаны, зубчатые колеса передачи, ротор).

Приведенная масса (кг) подъемных канатов

$$2L_{п.к}\rho = 2 \left[H_k + \pi D_{н.ш} / 2 + L_c + n_{в.т} \pi D_6 + l_n \right] \rho \quad (3.75)$$

Принимая длину струны $L_c = 59,5$ м, число витков трения $n_{в.т} = 5$ и длину каната для испытания $l_n = 30$ м, получим

$$2L_{п.к}\rho = 2(570 + 3,14 \cdot 5/2 + 59,5 + 5 \cdot 3,14 \cdot 5 + 30) 8,4 = 12530 \text{ кг.}$$

Приведенная масса уравновешивающего каната с учетом 30 м на петлю каната в зумпфе

$$L_{в.к}q = (550 + 30) 8,56 = 4970 \text{ кг.}$$

Приведенная масса (кг) каждой из вращающихся частей

$$m' = I / D_6^2 \quad (3.76)$$

здесь значения динамических моментов инерции I направляющих шкивов, барабанов, редуктора, ротора находятся по их характеристикам. Предварительно определяем ориентировочную мощность подъемного двигателя:

$$N = \frac{kQ_n H g}{1000 \tau \eta_n} \rho \quad (3.77)$$

где ρ — коэффициент динамического режима, равный для неопрокидных клетей $1,5 \div 1,6$ и опрокидных $2,2 \div 2,6$; для неопрокидных скипов $1,3 \div 1,4$ и опрокидных $1,4 \div 1,8$; для многоканатных установок со скипами $1,2 \div 1,3$.

По нашим данным

$$m_n = 8500 + 2 \cdot 8460 + 12635 + 4970 + 2 \frac{34500}{5^2} + \frac{680000}{5^2} + \frac{250000}{5^2} + \frac{5800}{5^2} 10,5^2 = 107080 \text{ кг.}$$

3.42. Определить приведенную массу m_n движущихся частей установки, если движущее усилие в начале подъема $F_1 = 11 \cdot 10^4$ Н; $Q_n = 4000$ кг; коэффициент вредных сопротивлений $k = 1,2$; $H = 290$ м; $\rho = 7,397$ кг/м; $q = 0$; $a_1 = 0,75$ м/с².

Решение. На основании динамического уравнения приведенная масса

$$m_n = \frac{F - [kQ_n - (H - 2h_x)(q - \rho)] g}{a_1}$$

Так как $q = 0$, то усилие задано для начала подъемной операции. Следовательно, $h_x = 0$ и

$$m_n = \frac{F_1 - (kQ_n + H\rho) g}{a_1} = \frac{110000 - (1,2 \cdot 4000 + 290 \cdot 7,397) 9,81}{0,75} = 55820 \text{ кг.}$$

3.43. Определить ускорения a_1 и a_3 при ускоренном и замедленном движении клетевой установки, если движущие усилия в начале подъемной операции $F_1 = 11,18 \cdot 10^4$ Н, в конце $F_6 = -1,65 \cdot 10^4$ Н, $Q_n = 4000$ кг; $k = 1,2$; $H = 350$ м; $\rho = 6,349$ кг/м; $q = 0$; $m_n = 56000$ кг.

Решение. На основании динамического уравнения при $q = 0$

$$a = \frac{F - [kQ_n + (H - 2h_x)\rho] g}{m_n}$$

При наших данных

$$a_1 = \frac{111800 - (1,2 \cdot 4000 + 350 \cdot 6,349) \cdot 9,81}{56000} = 0,766 \text{ м/с}^2;$$

$$a_3 = \frac{(1,2 \cdot 4000 - 350 \cdot 6,349) \cdot 9,81 + 16500}{56000} = 0,746 \text{ м/с}^2.$$

3.44. Определить коэффициент k сопротивления движению подъемной системы без уравновешивающего каната ($q = 0$), если диаграмма скорости трехпериодная. Движущее усилие в конце равномерного движения $F_d = 31,6 \cdot 10^4 \text{ Н}$, $H = 285 \text{ м}$. Длина пути за время ускоренного движения $h_1 = 35 \text{ м}$, равномерного — $h_2 = 215 \text{ м}$; $p = 7,397 \text{ кг/м}$; $Q_n = 4000 \text{ кг}$.

Решение. На основании динамического уравнения

$$k = \frac{F + [(H - 2h_x)(q - p)]g}{gQ_n} - m_n a.$$

Для заданных условий ($q = 0$; $h_x = h_1 + h_2$; $a = 0$)

$$k = \frac{31600 - \{[285 - 2(35 + 215)] \cdot 7,397\} \cdot 9,81}{9,81 \cdot 4000} = 1,2.$$

§ 4. ОСОБЕННОСТИ КИНЕМАТИКИ ПОДЪЕМНЫХ СИСТЕМ С ВЕДУЩИМИ ШКИВАМИ ТРЕНИЯ

Примеры расчета

3.45. Определить ускорение, замедление и статический коэффициент безопасности против скольжения одноканатной подъемной установки с ведущим шкивом трения и равновесным уравновешивающим канатом ($q = p$) исходя из условия нескольжения шкива и каната, если высота подъема $H = 600 \text{ м}$; расстояние от нижней приемной площадки до оси верхнего направляющего шкива $H_k = 620 \text{ м}$; полезная масса $Q_n = 7000 \text{ кг}$ и собственная масса $Q_c = 9210 \text{ кг}$ клетки; диаметр направляющего шкива $D_{н.ш} = 4 \text{ м}$ и его приведенная масса $m'_{н.ш} = 1100 \text{ кг}$; длина подъемного каната от верхней приемной площадки до соприкосновения его с ведущим шкивом трения $L_{в.ш} = 61 \text{ м}$; его линейная масса $p = 11,15 \text{ кг/м}$; коэффициент трения каната о футеровку шкива $f = 0,2$; угол охвата шкива канатом $\alpha = \pi \text{ рад}$.

Решение. 1. Допустимое ускорение (м/с^2) из условия нескольжения шкива трения по канату

$$a_{1\text{max}} = \frac{e^{f\alpha}(m_1 - C) - m_2 - C}{e^{f\alpha}(m_1 + m'_{н.ш} + A) + m_2 + A} g.$$

где $e^{f\alpha} = 2,72^{0,2 \cdot 3,14} = 1,87$,

$$m_1 = Q_c + qH = 9210 + 11,15 \cdot 600 = 16570 \text{ кг}.$$

Вредные сопротивления в одной половине ствола

$$C = \frac{k-1}{2} Q_n = \frac{1,2-1}{2} \cdot 7000 = 700 \text{ кг}.$$

$$m_2 = Q_n + Q_c + pH = 7000 + 9210 + 11,15 \cdot 600 = 23570 \text{ кг}.$$

$$A = pL = 11,15 \cdot 61 = 70 \text{ кг}.$$

Подставляя значения, получим

$$a_{1\text{max}} = \frac{1,87(16570 - 700) - 23570 - 700}{1,87(16570 + 1100 + 700) + 23570 + 700} \cdot 9,81 = 0,905 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение не должно превышать $a_1 = 0,8 a_{1\text{max}} = 0,8 \cdot 0,905 = 0,72 \text{ м/с}^2$.

2. Допустимое замедление (м/с^2), которое будет наименьшим при спуске груза из условия нескольжения каната по шкиву трения,

$$a_{3\text{max}} = \frac{e^{f\alpha}(m_1 + C) - m_2 - C}{e^{f\alpha}(m_1 + m'_{н.ш} + A) + m_2 + A} g, \quad (3.79)$$

$$a_{3\text{max}} = \frac{1,87(16570 + 700) - 23570 - 700}{1,87(16570 + 1100 + 700) + 23570 + 700} \cdot 9,81 = 1,34 \text{ м/с}^2.$$

Замедление не должно превышать $a_3 = 0,8 a_{3\text{max}} = 0,8 \cdot 1,34 = 1,07 \text{ м/с}^2$.

3. Статический коэффициент безопасности против скольжения

$$k_{с.б} = \frac{\bar{F}_{ст\text{max}}(e^{f\alpha} - 1)}{F_{ст\text{max}} - F_{ст\text{min}}}. \quad (3.80)$$

Максимальное натяжение каната при расположении груженого сосуда на нижней приемной площадке ($q = p$, см. рис. 3.4,а)

$$F_{ст\text{max}} = Q_n + Q_c + pH_k = 7000 + 9210 + 11,15 \cdot 620 = 23150 \text{ кг}.$$

Минимальное натяжение каната при том же положении груженого сосуда

$$F_{ст\text{min}} = Q_c + pH_k = 9210 + 11,15 \cdot 620 = 16150 \text{ кг}.$$

Подставляя значения, получим

$$k_{с.б} = \frac{23150 (1,87 - 1)}{23150 - 16150} = 2,86,$$

что допустимо по условию $k_{с.б} \geq 2$.

3.46. Определить ускорение, замедление и статический коэффициент безопасности против скольжения многоканатной подъемной установки с подъемной машиной МК 3,5 х 4. Расстояние от нижней приемной площадки до оси ведущего шкива $H_k = 900$ м; $Q_n = 13600$ кг; $Q_c = 14400$ кг. Масса линейная подъемного каната $p = 3,768$ кг/м, уравновешивающего каната $q = 7,69$ кг/м, приведенная четырех отклоняющих шкивов $m'_{о.ш} = 3600$ кг. Коэффициент трения каната $f = 0,2$, угол охвата шкива канатом $\alpha = 1,1 \pi$ рад.

Решение. Так как $4 \cdot 3,768 < 2 \cdot 7,69$, то при расчете ориентируемся на положение грузенного сосуда на верхней приемной площадке.

1. Допустимое ускорение ($м/с^2$) из условия нескольжения шкива трения по канату

$$a_{1 \max} = \frac{e^{f\alpha} (m_1' - C) - m_2 - C}{e^{f\alpha} (m_1 + m'_{о.ш}) + m_2} g,$$

где $e^{f\alpha} = 2,72^{0,2 \cdot 1,1 \cdot 3,14} = 1,92$; $C = \frac{1,15 - 1}{2} 13600 = 1040$ кг;

$$m_1 = Q_c + qH_k = 14400 + 2 \cdot 7,69 \cdot 900 = 28240 \text{ кг};$$

$$m_2 = Q_n + Q_c + pH = 13600 + 14400 + 4 \cdot 3,768 = 28015 \text{ кг}.$$

Подставляя значения, получим

$$a_{1 \max} = \frac{1,92 (28240 - 1040) - 28015 - 1040}{1,92 (28240 + 3600) + 28015} 9,81 = 2,55 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение не должно превышать $a_1 = 0,8 \cdot 2,55 = 2,04 \text{ м/с}^2$.

2. Допустимое замедление ($м/с^2$) из условия нескольжения каната по шкиву трения

$$a_{3 \max} = \frac{e^{f\alpha} (m_1 + C) - m_2 - C}{e^{f\alpha} (m_1 + m'_{о.ш}) + m_2} g = \frac{1,92 (28240 + 1040) - 28015 - 1040}{1,92 (28240 + 3600) + 28015} 9,81 = 2,99 \text{ м/с}^2.$$

Замедление не должно превышать $a_3 = 0,8 a_{3 \max} = 0,8 \cdot 2,99 = 2,39 \text{ м/с}^2$.

3. Статический коэффициент безопасности против скольжения

$$k_{с.б} = \frac{F_{ст \max} (e^{f\alpha} - 1)}{F_{ст \max} - F_{ст \min}}.$$

Максимальное натяжение каната при расположении грузенного подъемного сосуда на верхней приемной площадке

$$F_{ст \max} = Q_n + Q_c + qH_k = 13600 + 14400 + 2 \cdot 7,69 \cdot 900 = 41840 \text{ кг}.$$

Минимальное натяжение каната при том же положении грузенного сосуда

$$F_{ст \min} = Q_c + pH_k = 14400 + 4 \cdot 3,768 \cdot 900 = 27965 \text{ кг}.$$

$$k_{с.б} = \frac{41840 (1,92 - 1)}{41840 - 27960} = 2,77,$$

что допустимо по условию $k_{с.б} \geq 2$.

§ 5. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ПОДЪЕМНЫХ СИСТЕМ С БИЦИЛИНДРОКОНИЧЕСКИМИ БАРАБАНАМИ

Примеры расчета

3.47. Рассчитать кинематику и динамику клетевой подъемной установки с бицилиндроконическим барабаном машины БЦК-8/5х2,7, если: $H = 900$ м; $T_p = 110$ с; $Q_c = 8460$ кг; $Q_n = 8500$ кг; $p = 8,496$ кг/м; $d'_k = 48,5$ мм. Число витков рабочей части каната на малом цилиндре $n_{м.ц} = 5$. На конусе $n_{к.с} = 7$ и на большом цилиндре $n_{б.ц} = 27$.

Решение. 1. Кинематика. Так как установка клетевая, принимаем трехпериодную диаграмму угловой скорости.

Угол поворота барабана за одну подъемную операцию

$$\Phi = (n_{м.ц} + n_{к.с} + n_{б.ц}) 2\pi, \quad (3.81)$$

или $\Phi = (5 + 7 + 27) 2 \cdot 3,14 = 244,9$ радиан.

При предельных линейных ускорениях и замедлениях подъемных сосудов $a_{\max} = 0,75 \text{ м/с}^2$ предельно допустимое угловое ускорение ϵ_1 и замедление ϵ_3 барабана при свивке или навивке каната на большой цилиндр

$$\epsilon_1 = \epsilon_3 = a_{\max} / R_{б.ц} = 0,75 / 4 = 0,1875 \text{ с}^{-2}.$$

Модуль угловых ускорений

$$\epsilon_M = \frac{\epsilon_1 \epsilon_3}{\epsilon_1 + \epsilon_3}, \quad (3.82)$$

$$\text{т.е. } \epsilon_M = \frac{0,1786 \cdot 0,1875}{0,1875 + 0,1875} = 0,0938 \text{ с}^{-2};$$

Максимальная угловая скорость вращения барабана

$$\omega_{\max} = \epsilon_M T_p - \sqrt{(\epsilon_M T_p)^2 - 2\epsilon_M \Phi}, \quad (3.83)$$

$$\text{т.е. } \omega_{\max} = 0,0938 \cdot 110 - \sqrt{(0,0938 \cdot 110)^2 - 2 \cdot 0,0938 \cdot 244,9} = 2,53 \text{ с}^{-1}.$$

Если двигатель постоянного тока с $n_d = 25$ об/мин, непосредственно соединен с барабаном, то максимальная угловая скорость барабана

$$\omega_{\max} = \frac{\pi n_d}{30} = \frac{3,14 \cdot 25}{30} = 2,62 \text{ с}^{-1}.$$

Максимальная линейная скорость подъемных сосудов

$$v_{\max} = \omega_{\max} R_{\text{б.ц}} = 2,62 \cdot 4 = 10,48 \text{ м/с.}$$

что и необходимо, так как при спуске — подъеме людей по ПБ $v_{\max} \leq 12$ м/с.

Продолжительность движения и угол поворота за время движения ускоренного вращения барабана

$$t_1 = \omega_{\max} / \epsilon_1 = 2,62 / 0,1875 = 13,97 \text{ с};$$

$$\Phi_1 = \omega_{\max} t_1 / 2 = 2,62 \cdot 13,97 / 2 = 18,3 \text{ рад.}$$

То же, замедленного вращения:

$$t_3 = \omega_{\max} / \epsilon_3 = 2,62 / 0,1875 = 13,97 \text{ с};$$

$$\Phi_3 = \omega_{\max} t_3 / 2 = 2,62 \cdot 13,97 / 2 = 18,3 \text{ рад.}$$

Угол поворота и продолжительность движения за время равномерного вращения барабана:

$$\Phi_2 = \Phi - \Phi_1 - \Phi_3 = 244,9 - 18,3 - 18,3 = 208,3 \text{ рад};$$

$$t_3 = \Phi_2 / \omega_{\max} = 208,3 / 2,62 = 79,5 \text{ с.}$$

Продолжительность вращения барабана за время одной подъемной

операции

$$T = t_1 + t_2 + t_3 = 13,97 + 79,5 + 13,97 = 107,44 \text{ с.}$$

Проверка правильности расчета диаграммы угловой скорости вращения барабана:

$$T = \frac{\omega}{\omega_{\max}} + \frac{\omega_{\max}}{2} \left(\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_3} \right) = \frac{2,53}{2,62} + \frac{2,62}{2} \left(\frac{1}{0,1875} + \frac{1}{0,1875} \right) = 107,44 \text{ с.}$$

По этим данным на рис. 3.19 построена диаграмма угловых скоростей барабана. На ней нанесены углы поворота барабана, которым соответствуют определенные площадки диаграммы за различные периоды движения.

Так как для навивки каната на малый цилиндр необходимо, чтобы барабан повернулся на $\Phi_{\text{м.ц}} = n_{\text{м.ц}} 2\pi = 5 \cdot 2 \cdot 3,14 = 31,4$ рад, а за время ускоренного вращения барабан повернется только на $\Phi_1 = 18,3$ рад, то навивка поднимающейся ветви на малый цилиндр будет происходить и после начала вращения барабана с ω_{\max} в течение

$$t_{\text{м.ц.р}} = (\Phi_{\text{м.ц}} - \Phi_1) / \omega_{\max} = (31,4 - 18,3) / 2,62 = 5 \text{ с.}^*$$

Продолжительности навивки каната поднимающейся ветви: на малый цилиндр

$$t_{\text{м.ц}} = t_1 + t_{\text{м.ц.р}} = 13,97 + 5 = 18,97 \text{ с};$$

на конус

$$t_{\text{к.с}} = \Phi_{\text{к.с}} / \omega_{\max} = 43,96 / 2,62 = 17,78 \text{ с}$$

$$(\text{причем } \Phi_{\text{к.с}} = n_{\text{к.с}} 2\pi = 7 \cdot 2 \cdot 3,14 = 43,96 \text{ рад})$$

на большой цилиндр

$$t_{\text{б.ц}} = T - t_{\text{м.ц}} - t_{\text{к.с}} = 107,44 - 18,97 - 17,78 = 71,69 \text{ с.}$$

По расчетным и заданным значениям строится диаграмма изменения радиуса навивки для поднимающейся ветви каната (см. рис. 3.19) и аналогично — диаграмма изменения радиуса навивки для опускающейся ветви каната.

Линейная скорость движения подъемного сосуда $v = \omega R$, поэтому в диаграмме для поднимающейся и опускающейся ветви получается

* При желании этого можно избежать. Если $\Phi_1 = \Phi_{\text{м.ц}}$, то окончание навивки каната на малый цилиндр совпадает с моментом окончания ускоренного вращения барабана.

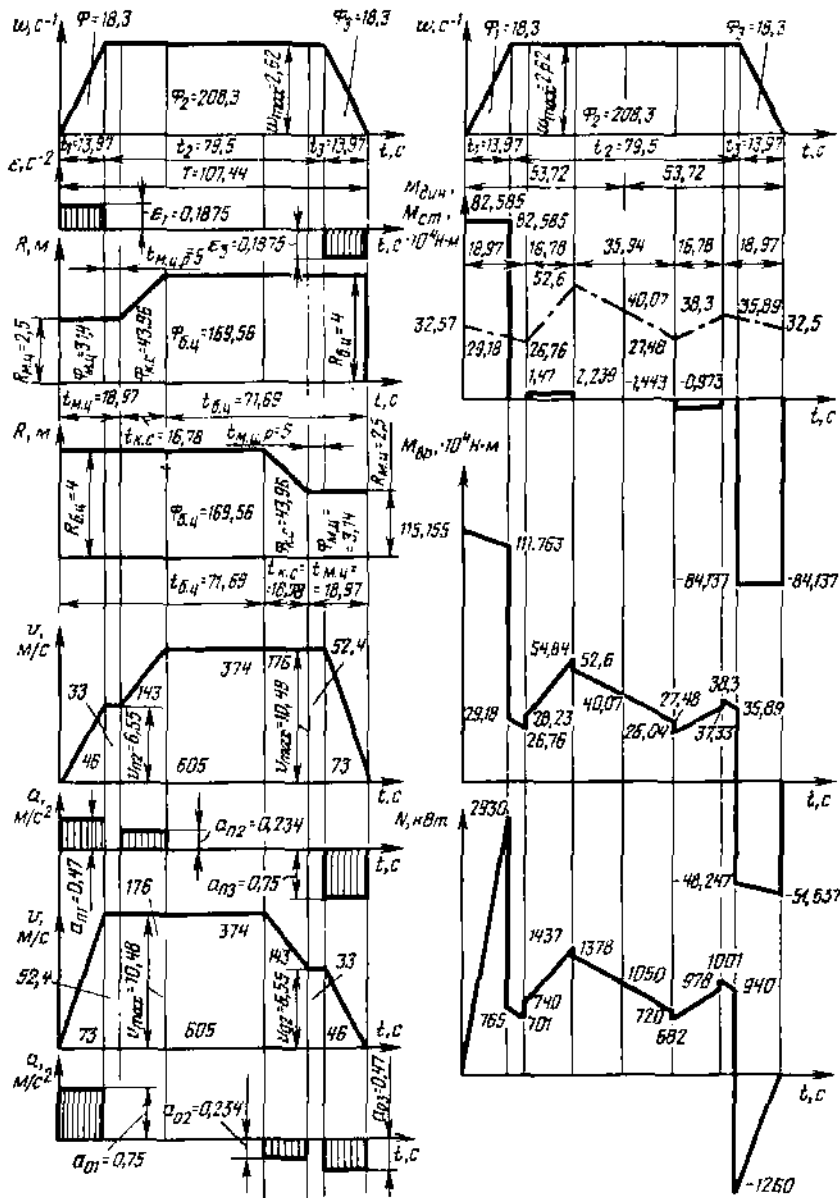


Рис. 3.19. Диаграммы к расчету подъемной системы с бидилиндроконическим барабаном (к примеру 3.47)

на основании диаграмм угловой скорости и изменения радиуса навивки путем перемножения ординат этих диаграмм.

Максимальная скорость клетки

$$v_{\max} = \omega_{\max} R_{б.ц} = 2,62 \cdot 4 = 10,48 \text{ м/с.}$$

Скорость в конце навивки каната на малый цилиндр (и в начале свивки каната с малого цилиндра)

$$v_{п2} = v_{о2} = \omega_{\max} R_{м.ц} = 2,62 \cdot 2,5 = 6,55 \text{ м/с.}$$

Линейные ускорения поднимающейся и опускающейся клеток при вращении барабана с $\epsilon_1 = 0,1875 \text{ с}^{-2}$:

$$a_{п2} = \epsilon_1 R_{м.ц} = 0,1875 \cdot 2,5 = 0,47 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{о1} = \epsilon_1 R_{б.ц} = 0,1875 \cdot 4 = 0,75 \text{ м/с}^2.$$

То же, поднимающейся при вращении барабана с $\omega_{\max} = 2,62^{-1}$ и при навивке каната на конус

$$a_{п2} = \frac{\omega_{\max}}{t_{кc}} (R_{б.ц} - R_{м.ц}) = \frac{2,62}{16,78} (4 - 2,5) = 0,234 \text{ м/с}^2.$$

Линейные замедления поднимающейся и опускающейся клеток при вращении барабана с $\epsilon_3 = -0,1875 \text{ с}^{-2}$:

$$a_{п3} = \epsilon_3 R_{б.ц} = -0,1875 \cdot 4 = -0,75 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{о3} = \epsilon_3 R_{м.ц} = -0,1875 \cdot 2,5 = -0,47 \text{ м/с}^2.$$

То же, опускающейся клетки при вращении барабана с $\omega_{\max} = 2,62 \text{ с}^{-1}$ и при свивке каната с конуса

$$a_{о2} = \frac{\omega_{\max}}{t_{кc}} (R_{м.ц} - R_{б.ц}) = \frac{2,62}{16,78} (2,5 - 4) = -0,234 \text{ м/с}^2.$$

Длина пути определяется как численное значение соответствующей площадки диаграммы линейных скоростей (см. рис. 3.19).

Длины путей поднимающейся клетки за время вращении барабана с ϵ_1 и при вращении барабана с ω_{\max} до окончания навивки каната на малый цилиндр:

$$h_{п1} = \frac{v_{п2} t_1}{2} = \frac{6,55 \cdot 13,97}{2} = 46 \text{ м;}$$

$$h_{п2} = v_{п2} t_{м.ц.р} = 6,55 \cdot 5 = 33 \text{ м.}$$

Следовательно, путь за время навивки каната на малый цилиндр

$$h_{м.ц} = h_{п1} + h_{пн2} = 46 + 33 = 79 \text{ м.}$$

Путь за время навивки каната на конус

$$h_{к.с} = \frac{v_{п2} + v_{max}}{2} t_{к.с} = \frac{6,55 + 10,48}{2} \cdot 16,78 = 143 \text{ м.}$$

Путь за время вращения барабана с ω_{max} и ϵ_3 :

$$h_{п3} = v_{max} (T - t_{м.ц} - t_{к.с} - t_3) = 10,48 (107,44 - 18,97 - 16,78 - 13,97) = 605 \text{ м;}$$

$$h_{п4} = \frac{v_{max} t_3}{2} = \frac{10,48 \cdot 13,97}{2} = 73 \text{ м.}$$

Следовательно, путь за время навивки каната на большой цилиндр

$$h_{б.ц} = h_{п3} + h_{п4} = 605 + 73 = 678 \text{ м.}$$

Полный путь подъема

$$H = h_{м.ц} + h_{к.с} + h_{б.ц} = 79 + 143 + 678 = 900 \text{ м.}$$

Опускающаяся клеть (аналогично поднимающейся) за время вращения барабана с ϵ_1 проходит путь $h_{п1} = 73 \text{ м}$ со скоростью v_{max} $h_{о2} = 605 \text{ м}$. Следовательно, путь за время свивки каната с большого цилиндра $h_{б.ц} = 678 \text{ м}$.

Путь за время свивки каната с конуса $h_{к.с} = 143 \text{ м}$.

При свивке каната с малого цилиндра до начала вращения барабана с ϵ_3 путь $h_{о3} = 33 \text{ м}$, при вращении барабана с ϵ_3 $h_{о4} = 46 \text{ м}$. Следовательно, путь за время свивки каната с малого цилиндра $h_{м.ц} = 79 \text{ м}$.

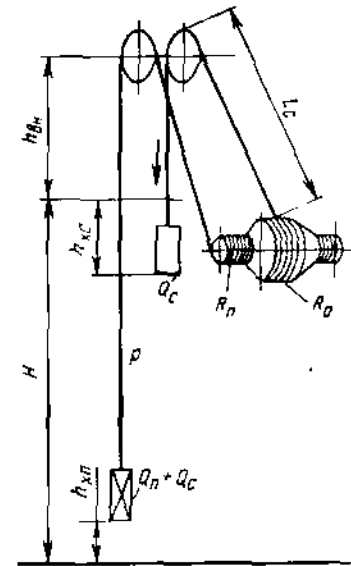
Полный путь подъема $H = 900 \text{ м}$.

Полученные значения, совпадающие с заданными, нанесены на диаграммы линейных скоростей (см. рис. 3.19). Пути, пройденные поднимающейся и опускающейся клетями к моменту их встречи, определяют исходя из того, что встреча клетей произойдет в момент поворота барабана на половину полного угла, т.е. через $T/2 = 107,44/2 = 53,72 \text{ с}$ после начала подъема.

На основании этого получаем (см. рис. 3.19) путь поднимающейся и опускающейся клетей к моменту встречи:

$$h_{п.в} = h_{м.ц} + h_{к.с} + v_{max} \left(\frac{T}{2} - t_{м.ц} - t_{к.с} \right) = 79 + 143 + 10,48 \left(\frac{107,55}{2} - 18,97 - 16,78 \right) = 410,5 \text{ м;}$$

Рис. 3.20. Схема к динамическому уравнению подъемной системы с органами навивки переменного радиуса



$$h_{о.в} = h_{о1} + v_{max} \left(\frac{T}{2} - t_1 \right) = 73 + 10,48 \left(\frac{107,44}{2} - 13,97 \right) = 489,5 \text{ м.}$$

2. Динамика. Основное динамическое уравнение подъемной установки с билиндроконическим барабаном (рис. 3.20)

$$M_{вр} = M_{ст} + M_{дин} = M_{ст} + M_{д.вр} + M_{д.п} + M_{д.о} \quad (3.84)$$

В этом выражении для удобства расчетов динамический момент представлен суммой динамического момента вращающихся частей $M_{вр}$, который зависит от углового ускорения ϵ_1 и замедления ϵ_3 , и динамических моментов поступательно движущихся частей, поднимающейся $M_{д.п}$ и опускающейся $M_{д.о}$ ветвей, зависящих от линейных ускорений и замедления a каждой из ветвей каната.

Статический момент подъемной системы — разность статических моментов поднимающейся и опускающейся ветвей каната:

$$M_{ст} = M_{ст.п} - M_{ст.о} = [Q_n + Q_c + \frac{k-1}{2} Q_n + (H - 2h_{xp}) \rho] \times \\ \times g R_n - [Q_c - \frac{k-1}{2} Q_n + h_{xo} \rho] g R_o = \\ = [8500 + 8460 + \frac{1,2-1}{2} 8500 - (900 - h_{xp}) 8,496] 9,81 \times \\ \times R_n - 8460 - \frac{1,2-1}{2} 8500 + h_{xo} 8,496) 9,81 R_o,$$

Таблица 3.1

Характерные точки на диаграмме линейной скорости	Время от начала подъема, с	$h_{х.п.}$, м	$R_{п.}$, м	$h_{х.о.}$, м	$R_{о.}$, м	$M_{ст.}$, Н·м
Начало подъема	0	0	2,5	0	4	325700
Конец ускоренного вращения	13,97	46	2,5	73	4	291800
Начало навивки на конус	18,97	79	2,6	125	4	267600
Конец навивки на конус	35,75	222	4	301	4	526000
Момент встречи клетей	53,72	410,5	4	489,5	4	400700
Начало свивки с конуса	71,69	599	4	678	4	274800
Конец свивки с конуса	88,47	775	4	821	2,5	383000
Начало замедленного вращения	93,47	827	4	854	2,5	358900
Конец подъема	107,44	900	4	900	2,5	325000

Примечания. 1. Числовые значения длин путей $h_{х.п.}$ и $h_{х.о.}$, пройденных поднимающейся и опускающейся клетями, берутся как числовые значения соответствующих площадок из диаграммы линейных скоростей поднимающейся и опускающейся клетей.

2. Радиусы навивки $R_{п.}$ и $R_{о.}$ соответственно поднимающейся и опускающейся ветвей взяты из диаграммы изменения радиусов (рис. 3.19).

3. При встрече клетей барабан поворачивается на половину полного угла поворота, оба отвеса каната в стволе равны и навивка ветвей происходит на один и тот же радиус (в данном примере — на большой). Здесь $M_{ст.} = kQ_{п.} g R_{б.в.} = 1,2 \cdot 8500 \cdot 9,81 \cdot 4 = 400700$ Н·м.

после упрощения имеем

$$M_{ст.} = (249730 - 83,3 h_{х.п.}) R_{п.} - (74650 + 83,3 h_{х.о.}) R_{о.}$$

Подставляя в последнее выражение значения $h_{х.п.}$, $h_{х.о.}$, $R_{п.}$ и $R_{о.}$, соответствующие характерным точкам диаграммы линейных скоростей, находим $M_{ст.}$. Результаты расчетов сведены в табл. 3.1.

Динамический момент (Н·м) вращающихся частей подъемной системы

$$M_{д.вр} = (I_{п.к} + I_{о.к} + I_{н.} + I_{п.} + I_{р.}) \epsilon. \quad (3.86)$$

Здесь динамические моменты инерции поднимающейся $I_{п.к}$ и опускающейся $I_{о.к}$ ветвей каната определяются в любой момент времени с учетом моментов инерции витков, уложившихся на цилиндре $I_{ц}$ и конусе $I_{к.с.}$:

$$I_{ц} = \rho h_{ц} R^2; \quad (3.87)$$

$$I_{к.с.} = \rho h_{к.с.} \frac{R_{н.}^2 - R_{к.}^2}{2}. \quad (3.88)$$

Динамический момент инерции машины принимаем

$$I_{н.} = 3700000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Ориентировочная мощность двигателя по формуле (3.77)

$$N_{ор} = \frac{k Q_{п.} H g}{1000 \tau \eta_{п.}} \rho = \frac{1,2 \cdot 8500 \cdot 900 \cdot 9,81}{1000 \cdot 107,44 \cdot 1} \cdot 1,6 = 1340 \text{ кВт}.$$

Принимаем двигатель постоянного тока П26-65-4К мощностью $N = 1480$ кВт с $n = 25$ об/мин и динамическим моментом инерции $I_{р.} = 270000$ кг·м².

Подъемная машина безредукторная, поэтому динамический момент инерции передачи $I_{п.} = 0$.

Таким образом, для данного примера по формуле (3.86)

$$M_{д.вр} = (I_{п.к} + I_{о.к} + 3700000 + 270000) 0,1875 = \\ = I_{п.к} + I_{о.к} + 3970000) 0,1875.$$

Динамический момент (Н·м) поднимающейся ветви каната

$$M_{д.п.} = [Q_{п.} + Q_{с.} + \rho(H - h_{х.п.}) + m'_{н.ш.}] a_{п.} R_{п.} \quad (3.89)$$

где $m'_{н.ш.}$ — приведенная масса направляющего шкива, кг.

$$M_{д.п.} = [8500 + 8460 + 8,497(900 - h_{х.п.}) + 1200] a_{п.} R_{п.} = \\ = (25800 - 8,496 h_{х.п.}) a_{п.} R_{п.}$$

То же, опускающейся ветви каната

$$M_{д.о.} = (Q_{с.} + \rho h_{х.о.} + m'_{н.ш.}) a_{о.} R_{о.} \quad (3.90)$$

$$\text{т.е. } M_{д.о.} = (8460 + 8,496 h_{х.о.} + 1200) a_{о.} R_{о.} = \\ = (9660 + 8,496 h_{х.о.}) a_{о.} R_{о.}$$

С помощью этих выражений определены значения $M_{д.вр.}$, а также $M_{д.п.}$, $M_{д.о.}$ в характерных точках диаграммы линейной скорости. Результаты расчетов сведены в табл. 3.2.

По данным последнего графа табл. 3.2 (см. рис. 3.19) построена диаграмма динамического момента (сплошная линия).

Таблица 3.2

Характерные точки на диаграмме линейной скорости	Время от начала подъема, с	$l_{п.к}'$, кг/м ²	$l_{о.к}'$, кг/м ²	$M_{д.вр}'$, Н·м	$h_{хп}'$, м	$R_{п}$, м
Начало подъема	0	4195	114070	766550	0	2,5
Конец ускоренного вращения	13,97	6638	104147	765150	46	2,5
Начало навивки на конус	18,97	—	—	—	79	2,5
Конец навивки на конус	35,75	—	—	—	222	4
Момент встречи клетей	53,72	Динамические моменты равны нулю, так как $\omega = \text{const}$ и $R = \text{const}$				
Начало свивки с конуса	71,69	—	—	—	599	4
Конец свивки с конуса	88,47	—	—	—	775	4
Начало замедленного вращения	93,47	104147	6638	-765150	827	4
Конец подъема	107,44	114070	4195	-766550	900	4

Примечания 1. $l_{п.к}'$ и $l_{о.к}'$ поднимающейся и опускающейся ветвей определены не только рабочей ветви каната, дополнительно находилось 79 м каната, перед 2. Значения $h_{хп}'$ и $h_{хо}'$, $R_{п}$ и $R_{о}$ см. в табл. 3.1.
3. Значения $a_{п}$ и $a_{о}$ ускорения поднимающейся и опускающейся клетей см. по диаграмме линейных ускорений (см. рис. 3.19).

Суммируя ординаты диаграмм статического и динамического моментов, получаем диаграмму изменения вращающего момента $M_{вр}$ подъемного двигателя относительно оси вращения барабана. Значения $M_{вр}$, $M_{ст}$ и $M_{дин}$ приведены в табл. 3.3.

На основании диаграмм угловой скорости и вращающего момента находят значения мощности (кВт) на валу двигателя в характерных точках диаграмм линейной скорости:

$$N_x = \frac{M_{врх} \omega_x}{1000 \eta_n} \quad (3.91)$$

Полученные значения даны в табл. 3.3, диаграмма мощности — на рис. 3.19.

3.48. Определить ускорение $a_{п}$ поднимающейся и замедление $a_{о}$ опускающейся клетей при навивке каната на конус бидицилиндрического барабана и свивке с конуса во время вращения барабана с максимальной угловой скоростью $\omega_{max} = 3,6 \text{ с}^{-1}$, если продолжительность навивки $t_{кс} = 20 \text{ с}$, а радиусы малого и большого цилиндров барабана соответственно $R_{м.ц} = 2,5 \text{ м}$ и $R_{б.ц} = 4 \text{ м}$.

$a_{п}'$, м/с ²	$M_{д.п}'$, Н·м	$h_{хо}'$, м	$R_{о}'$, м	$a_{о}'$, м/с ²	$M_{д.о}'$, Н·м	$M_{дин}'$, Н·м
0,47	30320	0	4	0,75	28980	825850
0,47	29860	73	4	0,75	30840	825850
0,234	14700	125	4	0	0	14700
0,234	22390	301	4	0	0	22390
как $\omega = \text{const}$ и $R = \text{const}$						
0	0	678	4	-0,234	-14430	-14430
0	0	821	2,5	-0,234	-9730	-9730
-0,75	-56340	854	2,5	-0,47	-19880	-841370
-0,75	-54480	900	2,5	-0,47	-20340	-841370

по формулам (3.87) и (3.88) при предположении, что на каждом малом цилиндре рассмотренного для образования витков трения.

3. $a_{п}$ и $a_{о}$ ускорения поднимающейся и опускающейся клетей см. по диаграмме линейных ускорений (см. рис. 3.19).

Решение. Ускорение поднимающейся и замедление опускающейся клетей при навивке (свивке) каната на конус (с конуса) во время вращения барабана с ω_{max} барабана

$$a_{п} = \frac{\omega_{max}}{t_{кс}} (R_{б.ц} - R_{м.ц}) = \frac{3,6}{20} (4 - 2,5) = 0,27 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{о} = \frac{\omega_{max}}{t_{кс}} (R_{м.ц} - R_{б.ц}) = \frac{3,6}{20} (2,5 - 4) = -0,27 \text{ м/с}^2.$$

3.49. Определить путь $h_{к.с.}$ пройденный подъемным сосудом за время навивки каната на конус при вращении бидицилиндрического барабана с $\omega_{max} = 4 \text{ с}^{-1}$, если радиусы малого цилиндра барабана и большого соответственно $R_{м.ц} = 2,5 \text{ м}$ и $R_{б.ц} = 4,5 \text{ м}$, а время навивки каната на конус $t_{кс} = 20 \text{ с}$.

Решение. Путь (м), пройденный сосудом за время навивки каната,

$$h_{к.с.} = \frac{v_{п2} + v_{max}}{2} t_{кс.}$$

Таблица 3.3

Характерные точки на диаграмме линейной скорости	Время от начала подъема, с	$M_{ст}'$ Н·м	$M_{дин}'$ Н·м	$M_{вр}'$ Н·м	ω с ⁻¹	N кВт
Начало подъема	0	325700	825850	1151550	0	0
Конец ускоренного вращения	13,97	291800	825850	1117650	2,62	2930
Начало навивки на конус	18,97	267600	14700	282300	2,62	740
Конец навивки на конус	35,75	526000	22390	548400	2,62	1437
Момент встречи клетей	53,72	400700	0	400700	2,62	1050
Начало свивки с конуса	71,69	274800	-14430	260400	2,62	682
Конец свивки с конуса	88,47	383000	-8730	373300	2,62	978
Начало замедленного вращения	93,47	358900	-841370	-482470		-2,62
Конец подъема	107,44	325000	-841370	-510370	0	0

Учитывая, что $v_{п1} = \omega_{\max} R_{м.ц}$, $v_{\max} = \omega_{\max} R_{б.ц}$, получим

$$h_{кc} = \frac{\omega_{\max} (R_{м.ц} + R_{б.ц})}{2} t_{кc} = \frac{4(2,5 + 4,5)}{2} \cdot 20 = 240 \text{ м.}$$

3.50. Определить максимальную скорость v_{\max} клетей при системе с бицилиндроконическим барабаном, если на барабане при положении клетки у верхней приемной площадки находится $n_b = 40$ витков рабочего каната. Диаметр большого цилиндра барабана $R_{б.ц} = 9$ м, ускорение опускающейся клетки $a_1 = 0,75 \text{ м/с}^2$, замедление поднимающейся $a_3 = 0,75 \text{ м/с}^2$. Продолжительность движения клетей $T = 95$ с.

Решение. Так как $a_1 = a_3 = 0,75 \text{ м/с}^2$, то угловое ускорение и замедление барабана

$$\epsilon_1 = \epsilon_3 = a_1 / R_{б.ц} = a_3 / R_{м.ц} = 0,75/4,5 = 0,167 \text{ с}^{-2};$$

Модуль угловых ускорений по формуле (3.82)

$$\epsilon_m = \frac{0,167 \cdot 0,167}{0,167 + 0,167} = 0,0835 \text{ с}^{-2}.$$

Угол поворота барабана за время одной подъемной операции

$$\Phi = n_b 2\pi = 40 \cdot 2 \cdot 3,14 = 251,2 \text{ рад.}$$

Максимальная угловая скорость барабана

$$\omega_{\max} = \epsilon_m T - \sqrt{(\epsilon_m T)^2 - 2\epsilon_m \Phi} = 0,0835 \cdot 95 - \sqrt{(0,0835 \cdot 95)^2 - 2 \cdot 0,0835 \cdot 251,2} = 3,35 \text{ с}^{-1}.$$

Максимальная скорость клетки

$$v_{\max} = \omega_{\max} R_{б.ц} = 3,35 \cdot 4,5 = 15,08 \text{ м/с.}$$

3.51. Определить путь $h_{п1}$ поднимающейся и $h_{о1}$ опускающейся клетей за время вращения бицилиндроконического барабана с ускорением $\epsilon_1 = 0,208 \text{ с}^{-2}$ при навивке каната на малый цилиндр радиусом $R_{м.ц} = 2,5$ м и свивке с большого цилиндра барабана радиусом $R_{б.ц} = 4$ м. Максимальная угловая скорость барабана $\omega_{\max} = 2,43 \text{ с}^{-1}$.

Решение. Продолжительность ускоренного вращения барабана

$$t_1 = \omega_{\max} / \epsilon_1 = 2,43/0,208 = 11,68 \text{ с.}$$

Путь поднимающейся и опускающейся клетей за время ускоренного вращения барабана:

$$h_{п1} = \frac{\omega_{\max} R_{м.ц} t_1}{2} = \frac{2,43 \cdot 2,5 \cdot 11,68}{2} = 35,48 \text{ м;}$$

$$h_{о1} = \frac{\omega_{\max} R_{б.ц} t_1}{2} = \frac{2,43 \cdot 4 \cdot 11,68}{2} = 66,77 \text{ м.}$$

§ 6. МОЩНОСТЬ ПОДЪЕМНОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАСХОД ЭНЕРГИИ, К.П.Д. УСТАНОВКИ И МАШИНЫ

Примеры расчета

3.52. По данным рис. 3.21 определить мощность подъемного двигателя, расход энергии и к.п.д. клетевой установки и подъемной машины. Известно также, что $v_{\max} = 10 \text{ м/с}$, $H = 730 \text{ м}$, $t_n = 50 \text{ с}$, $Q_n = 5000 \text{ кг}$, собственная масса клетки без массы вагонеток $Q'_c = 4700 \text{ кг}$, к.п.д. передачи $\eta_n = 0,94$.

Решение. Эквивалентное движущее усилие (H) — абстрактное усилие, постоянное по значению, действующее непрерывно (включая и паузу между движениями) и вызывающее такой же нагрев двигателей,

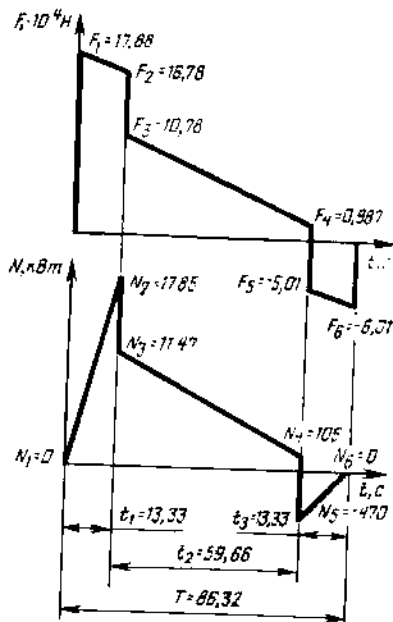


Рис. 3.21. Диаграммы к расчету клетовой установки и подъемной машины (к примеру 3.52)

как и фактические движущие усилия, определяется по формуле

$$F_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\sum F^2 t}{T'_n}} \quad (3.92)$$

где $T'_n < T_n$ знаменатель подкоренного выражения, учитывающий ухудшение охлаждения двигателя во время ускоренного $t_{\text{у.д}}$ и замедленного $t_{\text{з.д}}$ движений и паузы t_n между движениями

$$T'_n = k_{\text{у.д}} (t_{\text{у.д}} + t_{\text{з.д}}) + t_2 + k_n t_n \quad (3.93)$$

По данным акад. М.М. Федорова, $k_{\text{у.д}} = 1$; $k_n = 0,33$; по данным Харьковского ордена Ленина электромеханического завода (ХЭМЗ), $k_{\text{у.д}} = 0,5$; $k_n = 0,25$.

На основании формулы (3.92) применительно к рис. 3.21

$$F_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{(F_1^2 + F_1 F_2 + F_2^2) \frac{t_1}{3} + (F_3^2 + F_3 F_4 + F_4^2) \frac{t_2}{3} + (F_5^2 + F_5 + F_6 + F_6^2) \frac{t_3}{3}}{T'_n}}$$

Отрицательные движущие усилия при механическом торможении в подкоренную часть выражения (3.94) не вносятся, так как они не способствуют нагреванию двигателя. При динамическом торможении,

которое по ПБ обязательно для людских и грузолюдских установок, отрицательные усилия должны быть вынесены в подкоренную часть выражения (3.94):

$$F_{\text{экв}} = 10^4 \sqrt{\frac{(17,88^2 + 17,88 \cdot 16,78 + 16,78^2) \frac{13,33}{3} + (10,78^2 + 10,78 \cdot 0,987 + 0,987^2) \frac{59,66}{3} + (5,01^2 + 5,01 \cdot 6,01 + 6,01^2) \frac{13,33}{3}}{86,32 + 0,33 \cdot 50}} = 8,22 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

При малой разнице между F_1 и F_2 и сравнительно малом значении

t_1 вместо $(F_1^2 + F_1 F_2 + F_2^2) \frac{t_1}{3}$ можно принимать $(F_1^2 + F_2^2) \frac{t_1}{2}$.

Коэффициент перегруза двигателя при подъеме

Поэтому

$$F_{\text{экв}} = F_{\text{max}} / k_{\text{под}} = 17,88 \cdot 10^4 / 1,8 = 9,93 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

$$k_{\text{под}} = F_{\text{max}} / F_{\text{экв}} \quad (3.95)$$

$$\text{т.е. } k_{\text{под}} = \frac{17,88 \cdot 10^4}{8,22 \cdot 10^4} = 2,16,$$

что недопустимо, так как при асинхронном двигателе $k_{\text{под}} \leq 1,8$, при двигателе постоянного тока $k_{\text{под}} \leq 2$.

Коэффициент перегруза от экстренных усилий (при маневрах)

$$k_{\text{экс}} = F_{\text{экс max}} / F_{\text{экв}} \quad (3.96)$$

При асинхронных двигателях $k_{\text{экс}} \leq 2$, при двигателе постоянного тока $k_{\text{экс}} \leq 2,2$.

Значение $F_{\text{экс max}}$ зависит от оборудования приемных площадок кулаками или качающимися площадками.

При подъеме верхней груженой клетки, когда нижняя стоит на кулаках,

$$F'_{\text{экс}} = [Q_c + (1 + \frac{k-1}{2}) Q_n + (q-p) H] g \quad (3.97)$$

При удлинении каната, когда нижняя клетка с порожними вагонетками поднимается, а верхняя стоит на кулаках,

$$F''_{\text{экс}} = [Q_c + \frac{k-1}{2} Q_n + pH] g \quad (3.98)$$

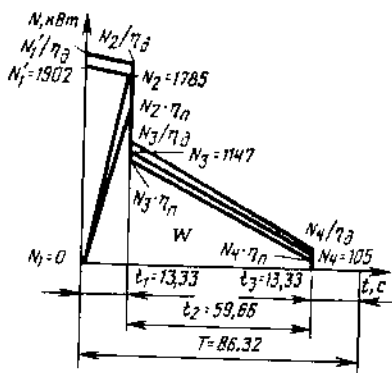


Рис. 3.22. Диаграмма расхода энергии (к примеру 3.52)

При отсутствии или наличии кулаков только на верхней приемной площадке, а внизу качающейся площадке и при подъеме нижней клетки массой Q' без вагонеток (при регулировке канатов)

$$F_{\text{экс}} = (Q'_c + \frac{k-1}{2} Q_n + pH) g. \quad (3.99)$$

Для данного примера принимаем установку качающихся площадок, тогда

$$F_{\text{экс}} = (4700 + \frac{1,2-1}{2} 5000 + 8,37 \cdot 730) 9,81 = 11,1 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$k_{\text{экс}} = F_{\text{экс}} / F_{\text{экр}} = 11,1 \cdot 10^4 / 9,93 \cdot 10^4 = 1,12,$$

что для асинхронного двигателя допустимо.

Мощность подъемного двигателя

$$N = \frac{F_{\text{экс}} v_{\text{max}}}{1000 \eta_n}, \quad (3.100)$$

$$\text{т.е. } N = \frac{9,93 \cdot 10^4 \cdot 10}{1000 \cdot 0,94} = 1056 \text{ кВт.}$$

Учитывая тяжелые условия работы подъемного двигателя, мощность его выбирают по каталогу на 10–15 % больше расчетной.

Диаграмма расхода энергии для данного примера показана на рис. 3.22.

Мощность, затрачиваемая в реостате асинхронного двигателя, в начале подъема

$$N'_1 = \frac{F_1 v_{\text{max}}}{1000 \eta_n}, \quad (3.101)$$

$$\text{т.е. } N'_1 = \frac{17,88 \cdot 10^4 \cdot 10}{1000 \cdot 0,94} = 1902 \text{ кВт.}$$

То же, в конце подъема при положительном значении F_6

$$N'_6 = \frac{F_6 v_{\text{max}}}{1000 \eta_n}. \quad (3.102)$$

Расход энергии (кВт · ч) за одну подъемную операцию при положительных усилиях во время замедленного движения

$$W = \frac{N'_1 + N_2}{2} t_1 + \frac{N_3 + N_4}{2} t_2 + \frac{N_5 + N'_6}{2} t_3. \quad (3.103)$$

При отрицательных усилиях и механическом торможении расход энергии двигателем во время замедленного движения равен нулю, а при динамическом торможении

$$W_{\text{д.т}} = N_5 t_3 / 2. \quad (3.104)$$

Расход энергии при торможении и выполнении маневров ниже учитывается коэффициентом $k_{\text{м.т}} = 1,03 \div 1,05$.

Расход энергии без потерь в двигателе

$$W = \frac{1902 + 1785}{2} 13,33 + \frac{1147 + 105}{2} 59,66 = 51920 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

При двигателе постоянного тока в связи с отсутствием потерь в реостате расход энергии находят по площади диаграммы мощности на валу барабана и с учетом к.п.д. подъемного двигателя ($\eta_d \approx 0,9$), двигателя преобразовательной группы ($\eta_{\text{д.п}} \approx 0,9$), возбуждения ($\eta_{\text{в}} \approx 0,97$), электрической сети ($\eta_{\text{с}} \approx 0,95$).

Для определения потерь в передаче определяют мощность на валу барабана: для конца ускоренного движения $N_2 \eta_n$, для начала равномерного движения $N_3 \eta_n$ и т.д.

Для расчета потерь в двигателе находят потребляемую мощность на его зажимах: во время ускоренного движения $\frac{N'_1}{\eta_d}$ и $\frac{N_2}{\eta_d}$ для начала равномерного движения $\frac{N_3}{\eta_d}$ и т.д.

Следовательно, во время ускоренного движения: пл. $N_1 - N'_1 - N_2 - N_1$ — потери в реостате; пл. $N_1 - N_2 - N_2 \eta - N_1$ — потери в передаче;

пл. $N'_1 - \frac{N'_1}{\eta_d} - \frac{N^2}{\eta_d} - N_2 - N'_1$ — потери в двигателе; во время

равномерного движения в зубчатой передаче — пл. $N_3 - N_4 - N_4 \eta_n -$

$N_3 \eta_n - N_3$, в двигателе — пл. $N_3 - \frac{N_3}{\eta_d} - \frac{N_4}{\eta_d} - N_4 - N_3$.

Расход энергии (кВт · ч/т) подъемной установкой на шинах электроподстанции на подъем полезной массы в 1 т

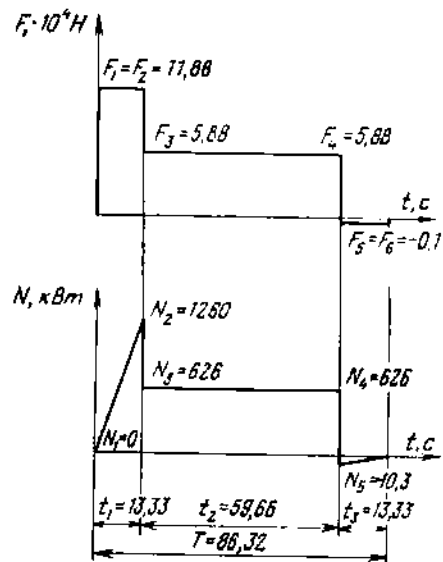


Рис. 3.23. Диаграмма к расчету клетевой установки и подъемной системы (к примеру 3.53)

$$W = \frac{k_{м.т} 1000 W}{3600 \eta_d \eta_c Q_n} = \frac{k_{м.т} W}{3,6 \eta_d \eta_c Q_n} \quad (3.105)$$

Принимаем коэффициент, учитывающий расход энергии на маневры и торможение, $k_{м.т} = 1,03$, к.п.д. двигателя $\eta_d = 0,92$, к.п.д. электросети $\eta_c = 0,95$.

$$W_T = \frac{1,03 \cdot 61920}{3,6 \cdot 0,92 \cdot 0,95 \cdot 5000} = 4,05 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т.}$$

К.п.д. подъемной установки без учета потерь в электросети

$$\eta_V = \frac{0,00272 H}{W \eta_c} \quad (3.106)$$

$$\text{т.е. } \eta_V = \frac{0,00272 \cdot 730}{4,05 \cdot 0,95} = 0,506.$$

К.п.д. подъемной машины

$$\eta_{маш} = k \eta_V \quad (3.107)$$

$$\text{т.е. } \eta_{маш} = 1,2 \cdot 0,516 = 0,62.$$

3.53. По данным рис. 3.23 определить мощность подъемного двигателя, расход энергии и к.п.д. клетевой установки и подъемной машины, если $v_{\max} = 10 \text{ м/с}$, $H = 730 \text{ м}$, $t_n = 50 \text{ с}$, полезная масса клетки $Q_n = 5000 \text{ кг}$, собственная масса клетки и вагонеток $Q_c = 5720 \text{ кг}$, $\rho = 8,37 \text{ кг/м}$, $\eta_n = 0,94$.

Решение. Эквивалентное движущее усилие по формуле (3.92)

$$F_{\text{эkv}} = \sqrt{\frac{F_1^2 t_1 + F_3^2 t_2 + F_5^2 t_3}{T + 0,33 t_n}} =$$

$$= 10^4 \sqrt{\frac{11,88^2 \cdot 13,33 + 5,88^2 \cdot 59,66 + 0,1^2 \cdot 13,33}{86,32 + 0,33 \cdot 50}}$$

$$= 6,19 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Коэффициент перегруза двигателя при подъеме

$$k_{\text{под}} = \frac{F_{\max}}{F_{\text{эkv}}} = \frac{11,88 \cdot 10^4}{6,19 \cdot 10^4} = 1,92,$$

что недопустимо, поэтому

$$F_{\text{эkv}} = F_{\max} / k_{\text{под}} = 11,88 \cdot 10^4 / 1,8 = 6,6 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Экстренное усилие (маневры) при кулаках по формулам (3.97) и (3.98).

$$F'_{\text{экс}} = [Q_c + (1 + \frac{k-1}{2}) Q_n + (q - \rho) H] g =$$

$$= [5720 + (1 + \frac{1,2-1}{2}) 5000] 9,81 = 11 \cdot 10^4 \text{ Н;}$$

$$F''_{\text{экс}} = (Q_c + \frac{k-1}{2} Q_n + \rho H) g =$$

$$= (5720 + \frac{1,2-1}{2} 5000 + 8,37 \cdot 730) 9,81 = 12,1 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Коэффициент перегруза от экстренного усилия

$$k_{\text{экс}} = \frac{12,1 \cdot 10^4}{6,6 \cdot 10^4} = 1,83,$$

что для асинхронного двигателя допустимо.

Мощность подъемного двигателя по формуле (3.100)

$$N = \frac{F_{\text{эkv}} v_{\max}}{1000 \eta_n} = \frac{6,6 \cdot 10^4 \cdot 10}{1000 \cdot 0,94} = 702 \text{ кВт.}$$

Двигатель выбирается по каталогу.

Расход энергии за одну подъемную операцию

$$W = N_2 t_1 + N_3 t_2 = 1260 \cdot 13,33 + 626 \cdot 59,66 = 54140 \text{ кВт}\cdot\text{с.}$$

Расход энергии подъемной установкой на шинах электроподстанции на подъем 1 т полезной массы

$$W_T = \frac{k_{м.т} W}{3,6 \eta_d \eta_c Q_n} = \frac{1,03 \cdot 54140}{3,6 \cdot 0,92 \cdot 0,95 \cdot 5000} = 3,54 \text{ кВт}\cdot\text{ч/т.}$$

На диаграмме (рис. 3.24) расхода энергии для данного примера показано, что потери в реостате во время ускоренного движения — пл. $N_1 - N'_1 - N_2 - N_1$, в зубчатой передаче — пл. $N_1 - N_2 - N_2 \eta_n - N_1$, в двигателе — пл. $N'_1 - \frac{N'_1}{\eta_d} - \frac{N_2}{\eta_d} - N_2 - N'_1$, во время равномерного

движения в передаче — пл. $N_3 - N_4 - N_4 \eta_n - N_3 \eta_n - N_3$, в двигателе — пл. $N_3 - \frac{N_3}{\eta_d} - \frac{N_4}{\eta_d} - N_4 - N_3$.

К.п.д. установки

$$\eta_y = \frac{0,00272}{W_T \eta_c} = \frac{0,00272 \cdot 730}{3,54 \cdot 0,95} = 0,59.$$

К.п.д. подъемной машины

$$\eta_{маш} = k \eta_y = 1,2 \cdot 0,59 = 0,708.$$

3.54. По данным рис. 3.25 определить мощность двигателя, расход энергии и к.п.д. скиповой установки и подъемной машины, если: $v_{max} = 7,23 \text{ м/с}$; $t_n = 10 \text{ с}$; $H = 550 \text{ м}$; полезная масса скипа $Q_n = 8500 \text{ кг}$; собственная $Q_c = 8460 \text{ кг}$; $p = 8,466 \text{ кг/м}$; $\eta_n = 0,93$; скорость входа и выхода ролика скипа из разгрузочных кривых $v' = v'' = 1,1 \text{ м/с}$.

Решение. 1. Эквивалентное усилие по формуле (3.92)

$$F_{экр} = \sqrt{\frac{(F_1^2 + F_2^2) \frac{t}{2} + (F_3^2 + F_4^2) \frac{t}{2} + (F_5^2 + F_6^2 + F_6^2) \frac{t}{3} + (F_8^2 + F_{10}^2) \frac{t}{2}}{T + 0,33 t_n}}$$

Отрицательные усилия $F_7 = -2,15 \cdot 10^4 \text{ Н}$ и $F_8 = -2,72 \cdot 10^4 \text{ Н}$ в подкоренное выражение не поставлены, так как при механическом торможении, предусматриваемом для данного скипового подъема, они не

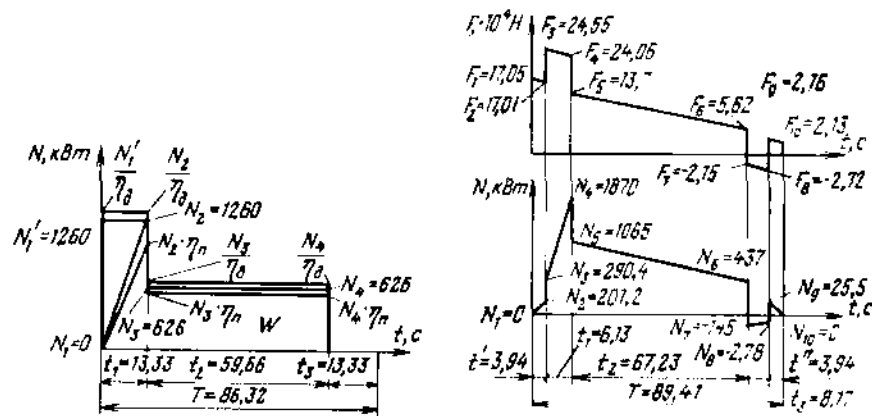


Рис. 3.24. Диаграмма расхода энергии (к примеру 3.53)

Рис. 3.25. Диаграммы к расчету скиповой установки и подъемной машины (к примеру 3.54)

способствуют нагреванию двигателя, поэтому

$$F_{экр} = 10^4 \sqrt{\frac{(17,05^2 + 17,01^2) \frac{3,94}{2} + (24,55^2 + 24,06^2) \frac{6,13}{2} + (13,7^2 + 13,7 \cdot 5,62 + 5,62^2) \frac{67,23}{3} + (2,16^2 + 2,13^2) \frac{3,94}{2}}{89,41 + 0,33 \cdot 10}}$$

$$= 11,1 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Коэффициент перегруза двигателя при подъеме по формуле (3.95)

$$k_{под} = \frac{24,55 \cdot 10^4}{11,1 \cdot 10^4} = 2,21,$$

что недопустимо, так как при асинхронном двигателе $k_{под} \leq 1,8$. Поэтому принимаем

$$F_{экр} = F_{max} / 1,8 = 24,55 \cdot 10^4 / 1,8 = 13,64 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Коэффициент перегруза от экстренного усилия, возникающего при регулировании длины каната, по формуле (3.96)

$$k_{экр} = \frac{13,49 \cdot 10^4}{13,64 \cdot 10^4} = 0,99,$$

а по формуле (3.99)

$$F_{экр} = (8460 + \frac{1,15 - 1}{2} 8500 + 8,466 \cdot 550) 9,81 = 13,49 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Мощности, потребляемые из сети, без учета потерь в двигателе:

$$N'_1 = \frac{17,05 \cdot 10^4 \cdot 7,23}{1000 \cdot 0,93} = 1326 \text{ кВт};$$

$$N'_2 = \frac{17,01 \cdot 10^4 \cdot 7,23}{1000 \cdot 0,93} = 1322 \text{ кВт};$$

$$N'_3 = \frac{24,55 \cdot 10^4 \cdot 7,23}{1000 \cdot 0,93} = 1909 \text{ кВт};$$

$$N'_9 = \frac{2,16 \cdot 10^4 \cdot 7,23}{1000 \cdot 0,93} = 168 \text{ кВт};$$

$$N'_{10} = \frac{2,13 \cdot 10^4 \cdot 7,23}{1000 \cdot 0,93} = 166 \text{ кВт}.$$

Расход энергии на одну подъемную операцию на основании формулы (3.103)

$$W = \frac{N'_1 + N'_2}{2} t'_1 + \frac{N'_3 + N'_4}{2} t_1 + \frac{N'_5 + N'_6}{2} t_2 + \frac{N'_9 + N'_{10}}{2} t'' + \frac{168 + 166}{2} \cdot 3,94 = 67947 \text{ кВт} \cdot \text{с}.$$

Расход энергии на 1 т груза по формуле (3.105)

$$W_T = \frac{1,03 \cdot 67947}{3,6 \cdot 0,92 \cdot 0,95 \cdot 8500} = 2,62 \text{ кВт} \cdot \text{ч/т}.$$

К.п.д. установки по формуле (3.106)

$$\eta_y = \frac{0,00273 \cdot 550}{2,62 \cdot 0,95} = 0,6.$$

К.п.д. машины по формуле (3.107)

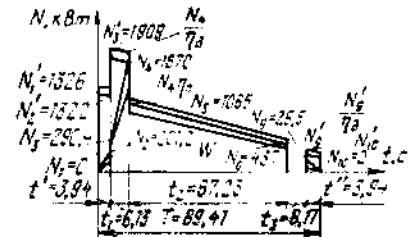
$$\eta_{\text{маш}} = 1,15 \cdot 0,6 = 0,69.$$

Диаграмма расхода энергии для данного примера показана на рис. 3.26.

Задачи

3.46. Определить среднюю и ориентировочную максимальную скорости подъема для скипа 1СН15-1, если: $A_r = 1\,200\,000$ т угля; $Q_n = 13\,000$ кг угля; $H = 700$ м; $t_n = 11$ с; $\alpha_c = 1,35$.

Рис. 3.26. Диаграмма расхода энергии (к примеру 3.54)



3.47. Определить среднюю и ориентировочную максимальную скорости подъема для скипа 3СН9,5-1, если: $A_r = 1\,500\,000$ т; $Q_n = 8500$ кг; $H = 750$ м; $t_n = 12$ с; $\alpha_c = 1,3$.

3.48. Определить коэффициент резерва производительности скиповой установки, если: $Q_n = 9300$ кг; $n_{п,ч} = 35$ п/ч; $n_d = 300$ д; $n_ч = 18$ ч; $A_r = 1\,200\,000$ т.

3.49. Определить Q_n , если: $A_r = 1\,000\,000$ т; $n_d = 300$ д; $n_{п,ч} = 30$ ч; $n_ч = 18$ ч; $C = 1,5$.

3.50. Рассчитать элементы трехпериодной диаграммы скорости и построить ее и соответствующую ей диаграмму ускорений, если: $H = 483$ м; $T_p = 87$ с; $D_6 = 5$ м; $i = 11,5$; $a_1 = a_3 = 0,75$ м/с².

3.51. Рассчитать элементы трехпериодной диаграммы скорости и построить ее и соответствующую ей диаграмму ускорений, если: $H = 610$ м; $T_p = 83$ с; $D_6 = 5$ м; $i = 10,5$; $a_1 = a_3 = 0,75$ м/с².

3.52. Рассчитать элементы трехпериодной диаграммы скорости и построить ее и соответствующую ей диаграмму ускорений, если: $H = 345$ м; $T_p = 75$ с; $D_6 = 4$ м; $i = 11,5$; $a_1 = a_3 = 0,75$ м/с².

3.53. Рассчитать элементы трехпериодных диаграмм скорости и построить их и соответствующие им диаграммы ускорений при условии работы установки с одинаковой максимальной скоростью с двух горизонтов, если: $H = 630$ м; $H = 730$ м; $T_p = 90$ с; $D_6 = 6$ м; $i = 11,5$; $a_1 = a_3 = 0,75$ м/с².

3.54. Рассчитать элементы трехпериодных диаграмм скорости и построить их и соответствующие им диаграммы ускорений при условии работы установки с одинаковой максимальной скоростью с двух горизонтов, если: $H = 250$ м; $H = 350$ м; $T_p = 50$ с; $D_6 = 4$ м; $i = 10,5$; $a_1 = a_3 = 0,75$ м/с².

3.55. Определить элементы пятипериодной диаграммы скорости и построить эту диаграмму и соответствующую ей диаграмму ускорений, если: $H = 517$ м; $T_p = 108$ с; $t_n = 10$ с; $h_1 = 2,33$ м; $D_6 = 5$ м; $C = 1,5$; $v' = v'' = 1,2$ м/с; $a_1 = a_3 = 1$ м/с²; $i = 11,5$.

3.56. Определить элементы пятипериодной диаграммы скорости и построить ее и соответствующую ей диаграмму ускорений, если: $H = 711$ м; $T_p = 134$ с; $t_n = 8$ с; $h_1 = 2,15$ м; $D_6 = 5$ м; $C = 1,5$; $v' = v'' = 1$ м/с; $a_1 = a_3 = 0,75$ м/с²; $i = 10,5$.

3.57. Определить длины путей h_1 , h_2 и h_3 при пятипериодной диаграмме скорости, если: $H = 480$ м; $v_{\text{max}} = 7,25$ м/с; $a_1 = 0,8$ м/с²; $a_3 = 0,7$ м/с²; $v'' = v' = 1,2$ м/с; $h_p = 2,8$ м.

3.58. Определить продолжительность равномерного движения при пятипериодной диаграмме скорости, если: $H = 250$ м; $v_{\max} = 6,35$ м/с; $a_1 = a_3 = 0,7$ м/с²; $v' = v'' = 1,2$ м/с; $h_p = 2,5$ м.

3.59. Определить полную продолжительность одной паузы при пятипериодной диаграмме скорости, если: $H = 535$ м; $v_{\max} = 9,1$ м/с; $a_1 = a_3 = 1$ м/с²; $h_p = 2,4$ м; $v' = v'' = 1,2$ м/с; $t = 10$ с.

3.60. Определить высоту подъема, если: $T = 50$ с; $v_{\max} = 8,75$ м/с; $a_1 = 0,9$ м/с²; $a_3 = 0,8$ м/с²; $h_p = 2,5$ м; $v' = v'' = 1$ м/с; $v' = 1,2$ м/с.

3.61. Определить элементы семипериодной диаграммы скорости и построить в масштабе эту диаграмму и соответствующую ей диаграмму ускорений, если: $H = 397$ м; $T = 112$ с; $h = 5,8$ м; $D_6 = 4$ м; $a_1 = a_3 = 0,75$ м/с²; $v' = v'' = 1,2$ м/с; $a' = a'' = 0,3$ м/с².

3.62. Определить усилия и мощности в характерных точках трехпериодной диаграммы скорости и построить их диаграммы для клетевой установки без уравновешивающего каната ($k = 1,2$; $q = 0$), если: $Q_n = 4000$ кг; $H = 298$ м; $t_1 = 7,34$ с; $t_2 = 46,8$ с; $t_3 = 7,34$ с; $h_1 = 20,1$ м; $h_2 = 257,8$ м; $h_3 = 20,1$ м; $p = 6,349$ кг/м; $m_n = 61800$ кг; $a_1 = a_3 = 0,75$ м/с²; $v_{\max} = 5,5$ м/с; $\eta_n = 0,94$.

3.63. Определить усилия и мощности в характерных точках трехпериодной диаграммы скорости и построить их диаграммы для клетевой установки с равновесным уравновешивающим канатом ($k = 1,2$; $q = p$), если: $Q_n = 4000$ кг; $t_1 = t_3 = 17,7$ с; $t_2 = 24,5$ с; $m_n = 69550$ кг; $a_1 = a_3 = 0,75$ м/с²; $v_{\max} = 13,3$ м/с; $\eta_n = 0,94$.

3.64. Определить усилия и мощности в характерных точках трехпериодной диаграммы скорости и построить их диаграммы для клетевой установки с равновесным уравновешивающим канатом ($k = 1,2$; $q = p$), если: $Q_n = 4000$ кг; $t_1 = t_3 = 7,34$ с; $t_2 = 47$ с; $m_n = 65730$ кг; $a_1 = a_3 = 0,75$ м/с²; $v_{\max} = 5,5$ м/с; $\eta_n = 0,94$.

3.65. Определить усилия и мощности в характерных точках пятипериодной диаграммы скорости и построить их диаграммы для скиповой установки с равновесным уравновешивающим канатом ($k = 1,15$; $q = p$), если: $Q_n = 8000$ кг; $m_n = 131450$ кг; $t' = t'' = 4,08$ с; $t_1 = t_3 = 5,73$ с; $t_2 = 91,76$ с; $a' = a'' = 0,294$ м/с²; $a_1 = a_3 = 0,75$ м/с²; $v' = v'' = 1,2$ м/с; $v_{\max} = 5,5$ м/с; $\eta_n = 0,94$.

3.66. Определить усилия и мощности в характерных точках пятипериодной диаграммы скорости и построить в масштабе их диаграммы для скиповой установки с равновесным уравновешивающим канатом ($k = 1,15$; $q = p$), если: $Q_n = 8000$ кг; $m_n = 103690$ кг; $t' = t'' = 7,35$ с; $t_1 = t_3 = 5,75$ с; $t_2 = 79,25$ с; $a' = a'' = 0,204$ м/с²; $a_1 = a_3 = 1$ м/с²; $v' = v'' = 1,5$ м/с; $v_{\max} = 7,25$ м/с; $\eta_n = 0,94$.

3.67. Определить усилия и мощности в характерных точках пятипериодной диаграммы скорости и построить в масштабе их диаграммы для скиповой установки с равновесным уравновешивающим канатом ($k = 1,15$; $q = p$), если: $Q_n = 6000$ кг; $m_n = 100310$ кг; $t' = t'' =$

$= 3,9$ с; $t_1 = t_3 = 4,3$ с; $t_2 = 89$ с; $a' = a'' = 0,308$ м/с²; $a_1 = a_3 = 1$ м/с²; $v' = v'' = 1,2$ м/с; $v_{\max} = 5,5$ м/с; $\eta_n = 0,94$.

3.68. Определить пути ускоренного замедленного и равномерного движений при трехпериодной диаграмме скорости, если: $H = 500$ м; $v_{\max} = 10$ м/с; $a_1 = 0,75$ м/с²; $a_3 = 0,65$ м/с².

3.69. Определить продолжительность равномерного движения при трехпериодной диаграмме скорости, если: $H = 290$ м; $v_{\max} = 5,6$ м/с; $a_1 = a_3 = 0,7$ м/с².

3.70. Определить продолжительности движения подъемных сосудов и одной подъемной операции при трехпериодной диаграмме скорости, если: $H = 510$ м; $v_{\max} = 13,3$ м/с; $a_1 = a_3 = 0,75$ м/с²; $t_n = 30$ с.

3.71. Определить высоту подъема при трехпериодной диаграмме скорости, если: $T = 70$ с; $v_{\max} = 14,4$ м/с; $a_1 = a_3 = 0,75$ м/с².

3.72. Определить ускорение и замедление при трехпериодной диаграмме скорости, если $H = 460$ м; $T = 65$ с; $v_{\max} = 8,75$ м/с; $a_1 = a_3$.

3.73. Определить ускорение при трехпериодной диаграмме скорости, если: $H = 342$ м; $T = 72$ с; $v_{\max} = 5,3$ м/с; $a_3 = 0,75$ м/с².

3.74. Определить усилия и мощности в характерных точках семипериодной диаграммы скорости и построить их диаграммы для установки с опрокидными клетями и с равновесным уравновешивающим канатом, если: $Q_n = 2000$ кг; $Q_c = 8310$ кг; $m_n = 43165$ кг; $t' = t'' = 4$ с; $t'_1 = t''_1 = 2,83$ с; $t'_2 = t''_2 = 3,85$ с; $t'_3 = t''_3 = 93,2$ с; $a' = a'' = 0,3$ м/с²; $a_1 = a_3 = 0,75$ м/с²; $k_v = 0,35$; $v' = v'' = 1,2$ м/с; $v_{\max} = 4,08$ м/с; $\eta_n = 0,94$.

3.75. Определить приведенную массу клетевой установки, если: $F = 10 \cdot 10^4$ Н; $Q_n = 4000$ кг; $k = 1,2$; $H = 200$ м; $q = 0$; $p = 7,397$ кг/м; $a_1 = 0,7$ м/с².

3.76. Определить ускорения при ускоренном и замедленном движениях скипа на разгрузочных кривых, если: усилия в начале подъемной операции $F_1 = 5,64 \cdot 10^4$ Н; в конце $F_{10} = 3,36 \cdot 10^4$ Н; $Q_n = 4000$ кг; $k = 1,15$; $q = p$; $m_n = 52000$ кг.

3.77. Определить коэффициент сопротивлений, если: диаграмма скорости трехпериодная; $q = p$; $F_1 = 9,94 \cdot 10^4$ Н; $m_n = 69600$ кг; $a_1 = 0,75$ м/с²; $Q_n = 4$.

3.78. Определить ускорение и замедление из условия скольжения каната по ведущему шкиву трения, если: $p = q = 7,51$ кг/м; $Q_n = 4000$ кг; $Q_c = 9620$ кг; $H = 350$ м; $k = 1,2$; $D_{н.ш} = 5$ м; $m_{н.ш} = 1000$ кг; $L_{в.ш} = 73$ м; $f = 0,2$;

3.79. Определить ускорение и замедление клетей при навивке каната на конус и свивке с конуса во время равномерного вращения барабана с максимальной угловой скоростью $\omega_{\max} = 4$ с⁻¹, если: продолжительность навивки $t_{к.с} = 20$ с, а радиусы малого и большого цилиндров барабана соответственно $R_{м.ц} = 2,5$ м и $R_{б.ц} = 4,5$ м.

3.80. Определить пути поднимающейся и опускающейся клетки за время вращения билиндроконического барабана с ускорением $\epsilon_1 =$

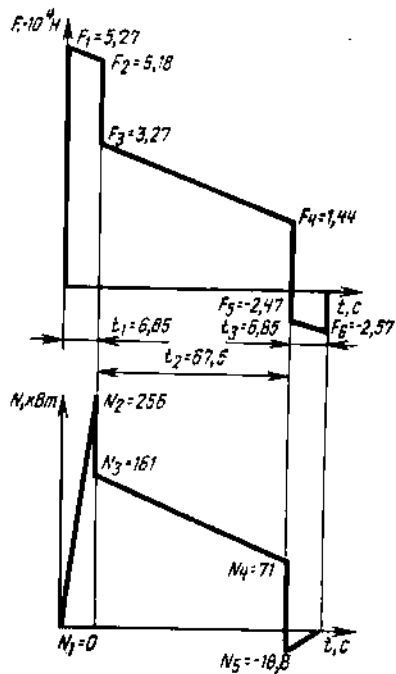


Рис. 3.27. Диаграммы движущих усилий и мощности (к задаче 3.81)

Рис. 3.28. Диаграммы движущих усилий и мощности (к задаче 3.83)

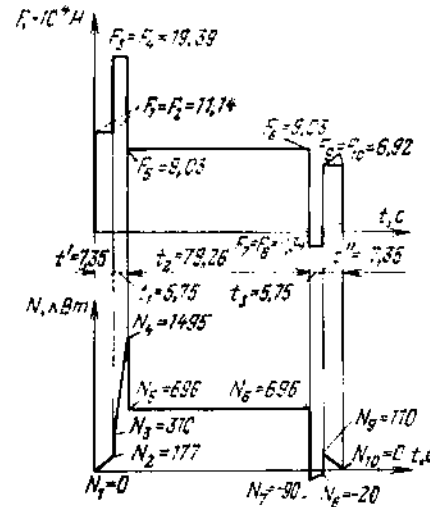
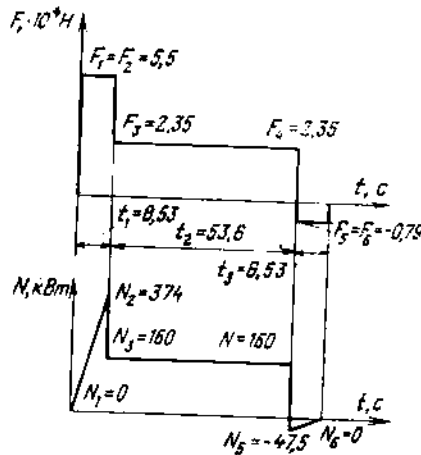


Рис. 3.29. Диаграммы движущих усилий и мощности (к задаче 3.86)

$= 0,234 \text{ с}^{-2}$ при навивке каната на малый цилиндр радиусом $R_{\text{м.ц.}} = 5 \text{ м}$ и свивке с большого цилиндра радиусом $R_{\text{б.ц.}} = 9 \text{ м}$, если максимальная угловая скорость барабана $\omega_{\text{max}} = 2,97 \text{ с}^{-1}$.

3.81. Определить эквивалентное усилие и расход энергии за одну подъемную операцию при использовании подъемной установки без уравновешивающего каната, асинхронного двигателя и трехпериодной диаграммы скорости, если заданы: диаграмма движущих усилий на окружности навивки и мощности на валу подъемного двигателя (рис. 3.27), максимальная скорость $v_{\text{max}} = 4,45 \text{ м/с}$; $t_{\text{п}} = 12 \text{ с}$; $\eta_{\text{п}} = 0,94$.

3.82. Определить эквивалентное усилие и расход энергии при трехпериодной диаграмме скорости и асинхронном двигателе, если: $q = 0$; $F_1 = 11,13 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $F_2 = 10,89 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $F_3 = 6,26 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $F_4 = 3,17 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $F_5 = -1,47 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $F_6 = -1,71 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $N_1 = 0$; $N_2 = 637 \text{ кВт}$; $N_3 = 366 \text{ кВт}$; $N_4 = 185 \text{ кВт}$; $N_5 = -76 \text{ кВт}$; $N_6 = 0$; $t_1 = 7,34 \text{ с}$; $t_2 = 46,8 \text{ с}$; $t_3 = 7,34 \text{ с}$; $t_{\text{п}} = 30 \text{ с}$; $\eta_{\text{п}} = 0,94$; $v_{\text{max}} = 5,5 \text{ м/с}$.

3.83. Определить эквивалентное усилие и расход энергии на одну подъемную операцию для клетевой подъемной установки с равновесным уравновешивающим канатом ($q = p$), асинхронным двигателем и трехпериодной диаграммой скорости, если задана диаграмма движущих усилий на окружности навивки и мощности на валу двигателя (рис. 3.28); $t_{\text{п}} = 30 \text{ с}$.

3.84. Определить эквивалентное усилие и расход энергии для клетевой подъемной установки с трехпериодной диаграммой скорости и асинхронным двигателем, если: $q = p$; $F_1 = F_2 = 11,95 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $F_3 = F_4 = 4,71 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $F_5 = F_6 = -2,53 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $N_1 = 0$; $N_2 = 920 \text{ кВт}$; $N_3 = N_4 = 363 \text{ кВт}$; $N_5 = -172 \text{ кВт}$; $N_6 = 0$; $t_1 = 7,25 \text{ с}$; $t_2 = 62,8 \text{ с}$; $t_3 = 7,25 \text{ с}$; $t_{\text{п}} = 30 \text{ с}$; $T = 77,3 \text{ с}$.

3.85. Определить усилие и расход энергии для установки с трехпериодной диаграммой скорости и асинхронным двигателем, если: $q = p$; $F_1 = F_2 = 9,96 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $F_3 = F_4 = 4,71 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $F_5 = F_6 = -0,54 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $N_1 = 0$; $N_2 = 705 \text{ кВт}$; $N_3 = N_4 = 332 \text{ кВт}$; $N_5 = -34 \text{ кВт}$; $N_6 = 0$; $t_1 = 8,8 \text{ с}$; $t_2 = 63,8 \text{ с}$; $t_3 = 8,8 \text{ с}$; $T = 81,4 \text{ с}$; $t_{\text{п}} = 30 \text{ с}$.

3.86. Определить усилие и расход энергии скиповой установки по заданным диаграммам движущих усилий на окружности навивки и мощности на валу двигателя (рис. 3.29), если: двигатель асинхронный; $t_{\text{п}} = 10 \text{ с}$; $\eta_{\text{п}} = 0,94$; $v_{\text{max}} = 7,25 \text{ м/с}$.

3.87. Определить усилие и расход энергии при пятипериодной диаграмме скорости и асинхронном подъемном двигателе, если: $q = p$; $F_1 = F_2 = 9,38 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $F_3 = F_4 = 15,19 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $F_5 = F_6 = 6,77 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $F_7 = F_8 = -1,65 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $F_9 = F_{10} = 4,24 \cdot 10^4 \text{ Н}$; $N_1 = 0$; $N_2 = 110 \text{ кВт}$; $N_3 = 193 \text{ кВт}$; $N_4 = 886 \text{ кВт}$; $N_5 = N_6 = 396 \text{ кВт}$; $N_7 = -97 \text{ кВт}$; $N_8 = -21 \text{ кВт}$; $N_9 = 50 \text{ кВт}$; $N_{10} = 0$; $t_1 = t_2 = 4 \text{ с}$; $t_3 = 4,3 \text{ с}$; $t_4 = 87 \text{ с}$; $T = 103,6 \text{ с}$; $t_{\text{п}} = 10 \text{ с}$; $\eta_{\text{п}} = 0,94$; $v_{\text{max}} = 5,5 \text{ м/с}$.

3. ТОРМОЗА ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Примеры расчета

3.55. Для двухбарабанной машины НКМЗ с грузопневматическим тормозом (рис. 3.30) определить тормозные моменты, коэффициенты статической надежности рабочего и предохранительного тормозов, замедления при спуске и подъеме груза в процессе предохранительного торможения, необходимое давление в цилиндрах предохранительного и рабочего торможения при неуравновешенной подъемной системе и двухскиповом подъеме. Дано: диаметр барабана $D_b = 4$ м; грузоподъемность скипа $Q_n = 8500$ кг, его собственная масса $Q_c = 8460$ кг; линейная масса каната $p = 7,37$ кг/м; высота подъема $H^c = 500$ м; длина от веса каната $H_k = 520$ м; приведенная масса подъемной системы $m_n = 105000$ кг. Тормозные колодки пресс-массовые, радиус тормозного обода $R_t = 1985$ мм. Длины рычагов тормозной системы (см. рис. 3.34): $a = 1,4$ м; $b = 0,4$ м; $c = 1,3$ м; $d = 0,26$ м. Количество наборных плит тормозного груза на одном приводе $n = 10$, масса каждой $m = 100$ кг. Диаметры цилиндров рабочего торможения $d_c = 360$ мм, предохранительного $d_n = 180$ мм при диаметре штока $d_{ш} = 45$ мм. Давление сжатого воздуха $p_a = 0,5$ МПа.

Решение. Статические усилия подъемной системы. Максимальное статическое натяжение грузовой ветви каната в наиболее общем виде для клетового подъема при числе вагонеток в клетке n_b и массе порожней вагонетки m_b :

$$T_{ст} = (Q_n + Q_c + n_b m_b + p H_k) g, \quad (3.109)$$

в нашем случае

$$T_{ст} = (Q_n + Q_c + p H_k) g = (8500 + 8460 + 7,37 \cdot 520) 9,81 = 204000 \text{ Н} = 204 \text{ кН}.$$

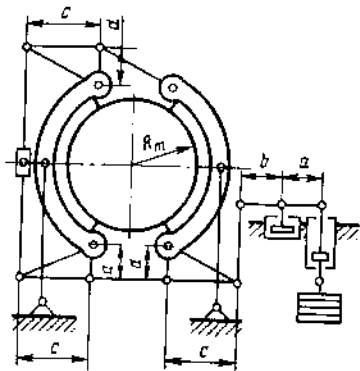


Рис. 3.30. Грузопневматический тормоз (к примеру 3.55)

Максимальные разности статических натяжений (Н) для неуравновешенной системы при $q = 0$ определяются по формуле (3.16):

для системы с противовесом

$$F_{ст} = [0,5 (Q_n + n_b m_b) + p H] g; \quad (3.110)$$

для двухсосудной системы с равновесным уравнивающим канатом

$$F_{ст} = Q_n g; \quad (3.111)$$

для системы с противовесом

$$F_{ст} = [0,5 (Q_n + n_b m_b)] g. \quad (3.112)$$

Для заданных условий по формуле (3.16)

$$F_{ст} = (Q_n + p H) = (8500 + 7,37 \cdot 500) 9,81 = 119500 \text{ Н} = 119,5 \text{ кН}.$$

Для двухбарабанных машин и машин с разрезным барабаном максимальное статическое натяжение (Н) каната при перестановке

$$T'_{ст} = (Q_c + p H_k) g, \quad (3.113)$$

$$\text{или } T'_{ст} = (8460 + 7,37 \cdot 520) 9,81 = 120600 \text{ Н} = 120,6 \text{ кН}.$$

То же, для системы с противовесом

$$T'_{ст} = (Q_c + p H_k) g. \quad (3.114)$$

2. Максимальные статические моменты подъемной системы: при нагрузке

$$M_{ст} = F_{ст} R_b, \quad (3.115)$$

$$\text{т.е. } M_{ст} = 119,5 \cdot 2 = 239,0 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

при перестановке барабанов

$$M'_{ст} = T'_{ст} R_b, \quad (3.116)$$

$$\text{т.е. } M'_{ст} = 120,6 \cdot 2 = 241,2 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

при обрыве одного из канатов

$$M''_{ст} = T_{ст} R_b, \quad (3.117)$$

$$\text{т.е. } M''_{ст} = 204 \cdot 2 = 408 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

3. Определение тормозных моментов. Передаточное число рычажного механизма тормоза

$$i = 4 a c / (b d), \quad (3.118)$$

подставив значения, получим

$$i = \frac{4 \cdot 1,4 \cdot 1,3}{(0,4 \cdot 0,26)} = 70.$$

Тормозной момент (Н · м) предохранительного тормоза

$$M_T = 2 m n g i f_T \eta R_T, \quad (3.119)$$

где f_T — коэффициент трения тормозных колодок об обод (для дерева 0,35; для пресс-массы 0,3); $\eta = 0,95$ — коэффициент полезного действия рычажной системы тормоза.

При наших данных

$$M_T = 10^{-3} \cdot 2 \cdot 100 \cdot 10 \cdot 9,81 \cdot 70 \cdot 0,3 \cdot 0,95 \cdot 1,985 = 777 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Тормозной момент предохранительного тормоза на одном тормозном ободе при перестановке барабанов

$$M'_T = 0,5 M_T, \quad (3.120)$$

т.е. $M'_T = 0,5 \cdot 777 = 388,5 \text{ кН} \cdot \text{м}.$

Максимальный момент, создаваемый рабочим тормозом на заклиненном барабане,

$$M'_{T,p} = \frac{\pi a c f_T \eta R_T d^2 \rho_B}{(a + b) d}, \quad (3.121)$$

$$\text{т.е. } M'_{T,p} = \frac{3,14 \cdot 1,4 \cdot 1,3 \cdot 0,3 \cdot 0,95 \cdot 1,985 \cdot 0,36^2 \cdot 0,5 \cdot 10^6}{10^3 (1,4 + 0,4) 0,26} = 447,6 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Максимальный тормозной момент, создаваемый двумя приводами рабочего тормоза,

$$M_{T,p} = 2 M'_{T,p}, \quad (3.122)$$

т.е. $M_{T,p} = 2 \cdot 447,6 = 895,2 \text{ кН} \cdot \text{м}.$

4. Коэффициенты статической надежности тормоза. Тормозной момент предохранительного тормоза должен удовлетворять усло-

$$M_T \geq 3 M_{CT}. \quad (3.123)$$

В остальных возможных случаях коэффициент статической надежности при рабочем и предохранительном торможении $k > 1,2$.

Коэффициенты статической надежности: предохранительного тормоза по формуле (3.123)

$$K = M_T / M_{CT} = 777/239 = 3,25 > 3;$$

предохранительного тормоза при перестановке барабанов

$$K' = M'_T / M'_{CT} = 388,5/241,2 = 1,61 > 1,2; \quad (3.124)$$

рабочего тормоза при перестановке барабанов

$$K'_p = M'_{T,p} / M'_{CT} = 447,6 / 241,2 = 1,86 > 1,2; \quad (3.125)$$

предохранительного тормоза при обрыве одного из канатов

$$K'' = M_T / M''_{CT} = 777/408 = 1,9 > 1,2. \quad (3.126)$$

5. Замедления при предохранительном торможении. Замедления ($\text{м}/\text{с}^2$) в процессе предохранительного торможения при спуске и подъеме груза

$$a = \frac{M_T \pm M_{CT}}{m_n R_B}. \quad (3.127)$$

Знак "+" ставится при подъеме груза, "-" при его спуске. При спуске груза замедление должно отвечать условию $a_c \geq 1,5 \text{ м}/\text{с}^2$, при подъеме груза $a_n \leq 5 \text{ м}/\text{с}^2$.

Средние значения замедления в процессе предохранительного торможения по формуле (3.127):

при спуске груза

$$a_c = \frac{777 - 239}{10^{-3} \cdot 105000 \cdot 2} = 2,56 > 1,5 \text{ м}/\text{с}^2.$$

при подъеме груза

$$a_n = \frac{777 + 239}{10^{-3} \cdot 105000 \cdot 2} = 4,84 < 5 \text{ м}/\text{с}^2.$$

6. Необходимые давления воздуха в цилиндрах тормоза. Необходимое давление (Па) воздуха в цилиндрах предохранительного торможения из условия удержания тормозного груза

$$p_n = \frac{4 g m n}{\pi (d_n^2 - d_{ш}^2) \eta_{n1}}, \quad (3.128)$$

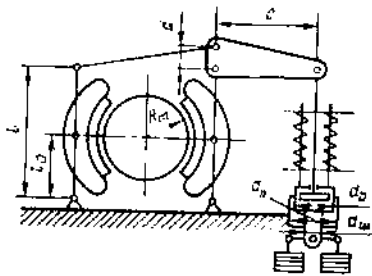


Рис. 3.31. Тормоз с пружинно-пневматическим грузовым приводом (к примеру 3.56)

где $\eta_n = 0,9$ — коэффициент полезного действия цилиндра предохранительного торможения.

При наших данных

$$p_n = \frac{4 \cdot 9,81 \cdot 100 \cdot 10 \cdot 10^{-6}}{3,14 (0,18^2 - 0,045^2) 0,9} \approx 0,46 \text{ МПа.}$$

Необходимое давление (Па) воздуха в цилиндре рабочего торможения для полного оттормаживания из условия подъема тормозных грузов при "зарядке"

$$p_p = \frac{4 g m n (a + b)}{\pi d_p^2 b \eta_p} \quad (3.129)$$

где η_p — коэффициент полезного действия цилиндра рабочего торможения (для грузопневматических приводов $\eta_p = 0,7$).

В данном случае

$$p_p = \frac{4 \cdot 9,81 \cdot 100 \cdot 10 (1,4 + 0,4)}{3,14 \cdot 0,36^2 \cdot 0,4 \cdot 0,7 \cdot 10^6} \approx 0,62 \text{ МПа.}$$

Определить допустимые замедления в процессе предохранительного и рабочего торможений при спуске и подъеме груза, перегоне порожнего сосуда; тормозные моменты и основные параметры тормозного привода для четырехканатной ($n_k = 4$) подъемной машины с диаметром канатопроводящего шкива $D = 4$ м. Тормоз имеет пружинно-пневматический грузовой привод (рис. 3.31).

Одношкиловая подъемная система с отклоняющимися шкивами и противовесом уравновешена двумя плоскими канатами. Угол охвата канатопроводящего шкива подъемными канатами $\alpha = 188^\circ$. Высоты подъема $H = 835$ м, копра $h_k = 90$ м, уровня кромки бункера над землей $h_b = 25$ м; длина отвеса каната $H_k = 900$ м. Грузоподъемность скипа $Q_n = 13$ т, собственная масса $Q_c = 16,7$ т. Масса противовеса, расположенного со стороны отклоняющихся шкивов $Q_{np} = 23,2$ т. Линейные массы подъемного каната $p = 4,54$ кг/м, уравновешивающего $q = 9,43$ кг/м. Приведенная масса подъемной системы $m_n = 120000$ кг. Радиус тормозного обода $R_T = 1910$ мм тормозные колодки пресс-

массовые. Размеры рычагов рычажной системы тормоза (см. рис. 3.31): $c = 1,5$ м; $d = 0,35$ м, $f = 3,08$ м, $l_o = 1,18$ м. Цилиндр рабочего торможения имеет диаметр $d_p = 440$ мм и ход поршня $S = 100$ мм. Жесткость пружинного блока $Z = 166,6$ Н/мм. Диаметр цилиндра предохранительного торможения $d_n = 500$ мм, штока $d_{ш} = 200$ мм. Масса одной наборной плиты тормозного груза $m = 58$ кг; подвижных деталей, участвующих в процессе рабочего торможения, $m_{п.р} = 630$ кг; то же, предохранительного $m_{п.п} = 1000$ кг.

Решение. 1. Статические натяжения ветвей канатов. Статические натяжения более нагруженной T_1 и менее нагруженной T_2 ветвей канатов определяют для момента, когда сосуды находятся в положении, при котором возникает максимальная статическая неуравновешенность подъемной системы.

При подъеме груза, учитывая, что $n_{y.k} q > n_k p$, наибольшая разность статических натяжений будет в момент нахождения груженого сосуда на верхней приемной площадке. Для общего случая клетового подъема

$$T_{1п} = [Q_n + Q_c + n_b m_b + n_{y.k} q H + n_k p (h_k - h_b)] g. \quad (3.130)$$

Для заданных условий

$$T_{1п} = [13000 + 16700 + 2 \cdot 9,43 \cdot 835 + 4 \cdot 4,54 (90 - 25)] 9,81 = 457400 \text{ Н} = 457,4 \text{ кН.}$$

Если $n_{y.k} q \leq n_k p$, то наибольшее натяжение (Н) будет иметь эта же ветвь при груженом сосуде на нижней приемной площадке:

$$T_{1п} = (Q_n + Q_c + n_b m_b + n_k p H_k) g. \quad (3.131)$$

Со стороны противовеса:

при $n_{y.k} q > n_k p$

$$T_{2п} = (Q_{np} + n_k p H_k) g. \quad (3.132)$$

для заданных условий

$$T_{2п} = (23200 + 4 \cdot 4,54 \cdot 900) 9,81 = 388000 \text{ Н} = 388 \text{ кН.}$$

При $n_{y.k} q \leq n_k p$

$$T_{2п} = [Q_{np} + n_{y.k} q H + n_k p (h_k - h_b)] g. \quad (3.133)$$

При двухсосудном подъеме в формулы (3.132) и (3.133) вместо Q_{np} подставляют в общем случае клетового подъема $(Q_c + n_b m_b) \dots$

Статические натяжения (Н) при спуске груза в заданных условиях $T_{1с} = T_{1п}$ и $T_{2с} = T_{2п}$.

То же, при перегоне порожнего сосуда в условиях подъема противовеса:

по формуле (3.132) $T_{1пер} = 388$ кН;

$$T_{2пер} = [Q_c + n_{y,к} qH + n_{к,р} (h_{к} - h_{в})] g, \quad (3.134)$$

при наших данных

$$T_{2пер} = [16700 + 2 \cdot 9,43 \cdot 835 + 4 \cdot 4,54 (90 - 25)] \cdot 9,81 = 324600 \text{ Н} = 324,6 \text{ кН}.$$

То же, при спуске противовеса:
по формуле (3.133)

$$T'_{1пер} = [23200 + 2 \cdot 9,43 \cdot 835 + 4 \cdot 4,54 (90 - 25)] \cdot 9,81 = 393700 \text{ Н} = 393,7 \text{ кН};$$

$$T'_{2пер} = (Q_c + n_{к,р} H_{к}) g, \quad (3.135)$$

при наших данных

$$T'_{2пер} = (16700 + 4 \cdot 4,54 \cdot 900) \cdot 9,81 = 324200 \text{ Н} = 324,2 \text{ кН}.$$

Для двухсосудного подъема при $n_{y,к} q > n_{к,р} T_{1пер}$ и $T_{2пер}$ определяют соответственно по формулам (3.133) и (3.132); при $n_{y,к} q < n_{к,р} T_{1пер}$ — по формулам (3.132) и (3.133); при $n_{y,к} q = n_{к,р} T_{1пер}$ — по формуле (3.132), причем вместо $Q_{пр}$ в этих формулах подставляют Q_c .

Из всех рассмотренных режимов максимальная разность статических натяжений имеет место в режиме перегона порожнего сосуда при спуске противовеса:

$$F'_{ст} = T'_{1пер} - T'_{2пер} = 393,7 - 324,2 = 69,5 \text{ кН}.$$

2. Допустимые замедления при торможении. В рассмотренных выше режимах работы наибольшие допустимые замедления при предохранительном и рабочем торможении должны обеспечить коэффициент безопасности против скольжения канатов по футеровке канатопроводящего шкива $K_c \geq 1,25$.

Замедление (м/с^2) при подъеме груза

$$a_n = \frac{g \left(e^{f\alpha} \frac{T_{1n}}{T_{2n}} - 1 \right)}{K_c \left(e^{f\alpha} \frac{T_{1n}}{T_{2n}} + 1 \right)}, \quad (3.136)$$

где $e = 2,72$ — основание натурального логарифма; f — коэффициент трения подъемных канатов о футеровку канатопроводящего шкива (для пластика ПП-45 $f = 0,25$, для канатов с круглыми и фасонными прядями; 0,2 для канатов закрытой конструкции).

Для заданных условий при угле охвата $\alpha = 188^\circ$ $F = 0,25$ и $e^{f\alpha} = 2,271$.

$$a_n = \frac{9,81 \left(2,271 \frac{457,4}{388} - 1 \right)}{1,25 \left(2,271 \frac{457,4}{388} + 1 \right)} = 3,58 \text{ м/с}^2.$$

При спуске груза

$$a_c = \frac{T_{2c}}{K_c \left(e^{f\alpha} + \frac{T_{1c}}{T_{2c}} \right)}. \quad (3.137)$$

для наших данных

$$a_c = \frac{9,81 (2,271 - 457,4 / 388)}{1,25 (2,271 + 457,4 / 388)} = 2,48 \text{ м/с}^2.$$

В условиях перегона порожнего сосуда при подъеме противовеса по формуле (3.136)

$$a_{пер} = \frac{9,81 (2,271 \cdot 388 / 324,6 - 1)}{1,25 (2,271 \cdot 388 / 324,6 + 1)} = 3,62 \text{ м/с}^2.$$

При спуске противовеса по формуле (3.137)

$$a'_{пер} = \frac{9,81 (2,271 - 393,7 / 324,2)}{1,25 (2,271 + 393,7 / 324,2)} = 2,38 \text{ м/с}^2.$$

Для двухсосудного подъема определяют замедления для спуска и подъема более тяжелой ветви, т.е. для случаев перегона порожних сосудов в обоих направлениях.

3. Тормозные моменты. Максимальный статический момент подъемной системы по формуле (3.115)

$$M_{ст} = F_{ст} R_{ш} = 69,5 \cdot 2 = 139 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

где $R_{ш}$ — диаметр канатопроводящего шкива трения, м.

Тормозной момент должен удовлетворять условию (3.123), обеспечивающему требуемый коэффициент статической надежности тормоза:

$$M_T \geq 3M_{ст}$$

т.е. $M_T = 3M_{ст} = 3 \cdot 139 = 417 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Тормозные моменты:

по условию обеспечения замедления не менее $1,5 \text{ м/с}^2$ в процессе предохранительного торможения при спуске груза

$$M_T \geq M_{ct} + 1,5 m_n R_{ш} 10^{-3}, \quad (3.138)$$

т.е. $139 + 1,5 \cdot 120000 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 499 > 417 \text{ кН} \cdot \text{м}$;

по условию обеспечения замедления не более $a_n = 3,58 \text{ м/с}^2$ в процессе предохранительного и рабочего торможения при подъеме груза

$$M_T \leq (a_n m_n 10^{-3} - T_{1n} + T_{2n}) R_{ш}, \quad (3.139)$$

или $(3,58 \cdot 120000 \cdot 10^{-3} - 457,4 + 388) 2 = 720 > 417 \text{ кН} \cdot \text{м}$;

по условию обеспечения замедления не более $a_c = 2,48 \text{ м/с}^2$ в процессе предохранительного и рабочего торможения при спуске груза

$$M_T \leq (a_c m_n 10^{-3} + T_{1c} - T_{2c}) R_{ш}, \quad (3.140)$$

или $(2 \cdot 48 \cdot 120000 \cdot 10^{-3} + 457,4 - 388) 2 = 734 > 417 \text{ кН} \cdot \text{м}$;

по условию обеспечения замедления не более $a_{пер} = 3,62 \text{ м/с}^2$ в процессе предохранительного и рабочего торможения при перегоне порожних сосудов в случае подъема более нагруженной ветви канатов (противовеса)

$$M_T \leq (a_{пер} m_{п.пер} 10^{-3} - T_{1пер} + T_{2пер}) R_{ш}, \quad (3.141)$$

где $m_{п.пер}$ — приведенная масса подъемной системы без учета полезного груза (для системы с противовесом $m_{п.пер} = m_n$).

При наших данных

$$(3,62 \cdot 120000 \cdot 10^{-3} - 399 + 324,6) 2 = 742 > 417 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

по условию обеспечения замедления не более $a'_{пер} = 2,38 \text{ м/с}^2$ в процессе предохранительного и рабочего торможения при перегоне порожних сосудов в случае спуска более нагруженной ветви канатов (противовеса)

$$M_T \leq (a'_{пер} m_{п.пер} 10^{-3} + T'_{1пер} - T'_{2пер}) R_{ш}, \quad (3.142)$$

т.к. $(2,38 \cdot 120000 \cdot 10^{-3} + 393,7 - 324,2) 2 = 710,2 > 417 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Если тормозной момент, определенный по условию (3.123), не противоречит остальным условиям, то принимают одноступенчатое торможение. В этом случае затяжку пружинного блока и массу тормозного груза определяют исходя из момента M_T .

При несоблюдении условия (3.138) принимают двухступенчатое торможение. Тормозной момент M_1 первой ступени торможения принимают из условий (3.138), а второй — из условий (3.123). По моменту M_1 затягивают пружинный блок, а по M_T определяют массу тормозного груза.

Аналогичное решение принимают при несоблюдении условий (3.139) — (3.142).

По результатам расчетов принимают двухступенчатое торможение. Тормозной момент первой ступени торможения $M_1 = 499 \text{ кН} \cdot \text{м}$, второй — $M_T = 417 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

4. Параметры тормозных приводов. Передаточное число рычажного механизма тормоза

$$i = \frac{2cl}{d l_0}, \quad (3.143)$$

$$\text{т.е. } i = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 3,08}{0,35 \cdot 1,18} = 22,37.$$

Расчетная масса тормозного груза одного привода по формуле (3.119)

$$m_{гр} = \frac{10^3 M_T}{2 g i f_T \eta R_T} = \frac{10^3 \cdot 417}{2 \cdot 9,81 \cdot 22,37 \cdot 0,3 \cdot 0,95 \cdot 1,91} = 1745 \text{ кг}.$$

При массе одной наборной плиты $m = 58 \text{ кг}$ количество наборных плит тормозного груза одного привода

$$n = m_{гр} / m = 1745 / 58 = 30,09.$$

Принимаем $n = 32$, тогда фактическая масса тормозного груза

$$m_{гр} = 58 \cdot 32 = 1856 \text{ кг}.$$

Расчетное усилие в тяге, соединяющей привод тормоза с исполнительным органом, которое обеспечивает создание тормозного момента M_1 первой ступени торможения,

$$Q_1 = \frac{M_1}{2 i f_T \eta R_T}, \quad (3.144)$$

$$\text{т.е. } Q_1 = \frac{499}{2 \cdot 22,37 \cdot 0,3 \cdot 0,95 \cdot 1,91} = 20,5 \text{ кН}.$$

Необходимая затяжка (мм) пружинного блока

$$F = \frac{10^4 Q_1 - g m_{п.п}}{z}, \quad (3.145)$$

где $m_{п.р}$ — масса подвижных частей привода тормоза, участвующих в рабочем торможении, кг; Z — жесткость пружинного блока, Н/мм

Тогда

$$F = \frac{10^3 \cdot 20,5 - 9,81 \cdot 630}{166,6} = 86 \text{ мм.}$$

Необходимое давление воздуха в цилиндрах предохранительного торможения

$$p_n = \frac{4g(mn + m_{п.п})}{10^6 \pi (d_n^2 - d_w^2) \eta_n}, \quad (3.146)$$

т.е. $p_n = \frac{4 \cdot 9,81 (58 \cdot 32 + 1000)}{10^6 \cdot 3,14 (0,5^2 - 9,2^2) 0,9} = 0,19 \text{ МПа.}$

Необходимое давление (МПа) воздуха в цилиндрах рабочего торможения

$$p_p = \frac{4 [g m_{п.р} + Z (F + S)]}{10^6 \pi d_p^2 \eta_p}, \quad (3.147)$$

где S — ход поршня цилиндра рабочего торможения, мм.

При наших данных

$$p_p = \frac{4 [9,81 \cdot 630 + 166,6 (86 + 100)]}{10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,44^2 \cdot 0,7} = 0,35 \text{ МПа.}$$

Задачи

3.88 Определить коэффициенты статической надежности предохранительного тормоза для подъемной машины с разрезным барабаном и грузопневматическим тормозом при перестановке барабана на K' и обрыве одного из канатов K'' , если дана подъемная одношкиповая система с противовесом и параметрами: $D_b = 5 \text{ м}$; $Q_n = 9300 \text{ кг}$; $Q_c = 8900 \text{ кг}$; $Q_{п.р} = 13750 \text{ кг}$; $p = 8,47 \text{ кг/м}$; $H = 550 \text{ м}$; $H_k = 570 \text{ м}$; $a = 1,4 \text{ м}$; $b = 0,4 \text{ м}$; $c = 1,5 \text{ м}$; $d = 0,3 \text{ м}$ (см. рис. 3.34); $n = 13$; $m = 100 \text{ кг}$, радиус тормозного обода $R_T = 2480 \text{ мм}$. Тормозные колодки пресс-массовые.

3.89. Для условия предыдущей задачи определить замедления при спуске и подъеме груза в процессе предохранительного торможения, а также необходимые давления сжатого воздуха в цилиндрах предохранительного и рабочего торможения, если: $m_n = 150000 \text{ кг}$; $d_p = 400 \text{ мм}$; $d_n = 200 \text{ мм}$; $d_w = 45 \text{ мм}$.

3.90. Для подъемной машины определить массу тормозного груза $m_{г.р}$ — mn и количество наборных плит на одном приводе при мини-

мально допустимом значении коэффициента статической надежности $K = 3$ предохранительного тормоза при нормальной работе подъема. Будет ли обеспечен коэффициент статической надежности предохранительного тормоза при перестановке барабанов, если дана двухклетевая подъемная система с равновесным уравновешивающим канатом и параметрами: $D_b = 6 \text{ м}$; $Q_c = 9600 \text{ кг}$; $Q_n = 12600 \text{ кг}$; $p = 13 \text{ кг/м}$; $H_k = 600 \text{ м}$; $m = 100 \text{ кг}$; $a = 1,4 \text{ м}$; $b = 0,4 \text{ м}$; $c = 1,8 \text{ м}$; $d = 0,36 \text{ м}$ (см. рис. 3.34); $R_T = 2990 \text{ мм}$; тормозные колодки пресс-массовые?

3.91. Для условия предыдущей задачи определить коэффициент статической надежности рабочего тормоза при перестановке барабанов, а также значения замедлений при спуске и подъеме груза в процессе предохранительного торможения, если: $m_n = 160000 \text{ кг}$; $d_p = 450 \text{ мм}$; $p_p = 0,5 \text{ МПа}$.

3.92. Для четырехканатной ($n_k = 4$) подъемной машины с диаметром канатоведущего шкива $D_w = 3,25 \text{ м}$ определить допустимые замедления в процессе предохранительного и рабочего торможения при спуске и подъеме груза, а также перегоне порожних сосудов, тормозные моменты и основные параметры тормозного привода. Тормоз имеет пружинно-пневматический грузовой привод (см. рис. 3.35).

Двухшкиповая подъемная система без отклоняющих шкивов уравновешена двумя плоскими канатами. Дано: $H = 900 \text{ м}$; $h_k = 80 \text{ м}$; $h_b = 25 \text{ м}$; $H_k = 955 \text{ м}$; $Q_n = 9,3 \text{ т}$; $Q_c = 13,9 \text{ т}$; $p = 3,75 \text{ кг/м}$; $q = 7,69 \text{ кг/м}$; $m_n = 90000 \text{ кг}$; $R_T = 1540 \text{ мм}$; тормозные колодки пресс-массовые; $c = 1,3 \text{ м}$; $d = 0,2 \text{ м}$; $l = 2,3 \text{ м}$; $l_o = 0,8 \text{ м}$; $d_p = 300 \text{ мм}$; $S = 105 \text{ мм}$; $Z = 98 \text{ Н/мм}$; $d_n = 340 \text{ мм}$; $d_w = 100 \text{ мм}$; $m = 25 \text{ кг}$; $m_{п.р} = 250 \text{ кг}$; $m_{п.п} = 250 \text{ кг}$.

3.93. Определить для многоканатной машины тормозной момент, затяжку пружинного блока, необходимые давления в цилиндрах предохранительного и рабочего торможения, если торможение одноступенчатое, тормозные колодки пресс-массовые, при: $R_T = 1,2 \text{ м}$, $c = 1,2 \text{ м}$; $d = 0,2 \text{ м}$; $l = 2,075 \text{ м}$; $l_o = 0,825 \text{ м}$; $Z = 65,3 \text{ Н/мм}$; $d_p = 240 \text{ мм}$; $S = 105 \text{ мм}$; $m_{п.р} = 150 \text{ кг}$; $d_n = 280 \text{ мм}$; $d_w = 90 \text{ мм}$; $m_{п.п} = 150 \text{ кг}$; $m = 25 \text{ кг}$; $n = 36$.

3.94. Определить статические натяжения ветвей канатов и допустимые из условия нескольжения канатов ускорения в режимах подъема и спуска груза, перегона подъемных сосудов. Одноклетевая многоканатная ($n_k = 4$) подъемная установка с противовесом без отклоняющих шкивов. Дано: $D_w = 3,25 \text{ м}$; $H = 1050 \text{ м}$; $h_k = 50 \text{ м}$; $h_b = 0$; $H_k = 1100 \text{ м}$. Клеть двухэтажная с $Q_c = 8500 \text{ кг}$; $Q_n = 9000 \text{ кг}$; $m_b = 1150 \text{ кг}$; $Q_{п.р} = 14200 \text{ кг}$; $p = 4,54 \text{ кг/м}$, $q = 9,43 \text{ кг/м}$; $m_n = 100000 \text{ кг}$.

3.95. Используя результаты и условие задачи 3.159, рассчитать моменты, по которым будет произведена затяжка пружинного блока и определена масса тормозного груза.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ
 ПРИМЕНЕНИЕ ЭКВМ ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ГОРНОЙ МЕХАНИКИ

Предлагаемый пакет программ разработан применительно к ЭКВМ "Электроника БЗ-34".

§ 1. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВНЕШНЕЙ СЕТИ ТУРБОМАШИНЫ

Характеристика внешней сети определяется уравнением (1.2). Программой (рис. 4.1) предусмотрен расчет расхода жидкости Q и соответствующего напора (давления) H любого количества точек, необходимых для построения характеристики сети.

Программное обеспечение для расчета характеристики приведено в табл. 4.1 и 4.2.

В регистр ПО вводится шаг приращения Q . Например, если необходимо определить значения H через каждые 100 единиц Q (0; 100; 200 и т.д.), то в регистр ПО вводят $\Delta Q=100$. Если значения H определяют через каждую 1/4 некоторой заданной производительности Q , например 300, то в регистр ПО вводят $\Delta Q=300/4=75$.

Реализация программы:

1. Нажать клавиши В/О, F, ПРГ.
2. Ввести программу.
3. Нажать клавиши F, АВТ.

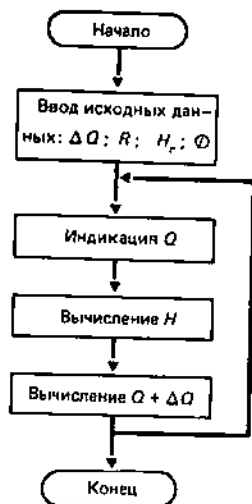


Рис. 4.1. Блок-схема программы

4. Ввести исходные данные.
5. Нажать клавиши В/О, С/П. На индикаторе появляется первое значение Q .
6. Нажать клавишу С/П. На индикаторе — первое значение H . Нажимая клавишу С/П, на индикаторе получают вторые значения Q , H и т.д. Расчеты прекращают, когда накоплено достаточное для построения характеристики сети количество значений Q и H^* .

*При расчетах характеристик вентиляционных сетей в регистр П2 вводится β ($H_r = \beta$).

Таблица 4.1

Адрес	Код команды	Команда	Адрес	Код команды	Команда	Адрес	Код команды	Команда
00	63	ИПЗ	05	62	ИП2	10	10	+
01	60	С/П	06	10	+	11	43	ПЗ
02	22	Fx^2	07	60	С/П	12	51	БП
03	61	ИП1	08	63	ИПЗ	13	66	66
04	12	X	09	60	ИП0			

Таблица 4.2

Вводимая величина	ΔQ	R	H_r	ϕ
Регистр	П0	П1	П2	П3

§ 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДАЧИ И НАПОРА НАСОСА В РАБОЧЕМ РЕЖИМЕ

Решается система двух уравнений — напорной характеристики насоса и характеристики трубопровода:

$$\begin{cases} H_1 = Z_k (H_{к.о} + A Q - B Q^2); \\ H_2 = H_r + R Q^2. \end{cases} \quad (4.1)$$

где A и B — коэффициенты (см. прил. 1).

Программное обеспечение приведено в табл. 4.3 и 4.4 (рис. 4.2).

Реализация программы:

1. Нажать клавиши В/О F; ПРГ.
2. Ввести программу.
3. Нажать клавиши F; АВТ.
4. Ввести исходные данные.
5. Нажать клавиши В/О; С/П. На индикаторе появляется Q — подача насоса в рабочем режиме.
6. Нажать клавиши ИП.
7. На индикаторе — напор H насоса в рабочем режиме.

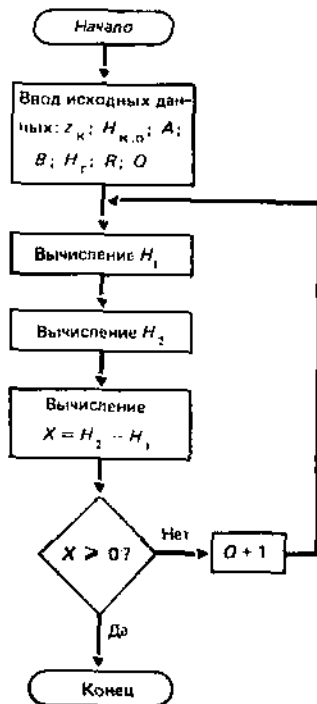
При работе с программой следует учитывать следующее: при правильно выбранном насосе рабочий режим располагается правее оптимального, поэтому для сокращения продолжительности расчетов в регистр П6 вводим оптимальную подачу насоса;

Таблица 4.3

Адрес	Код коман-ды	Коман-да	Адрес	Код коман-ды	Коман-да	Адрес	Код коман-ды	Коман-да
00	66	ИП6	12	63	ИП3	24	27	27
01	22	FX ²	13	12	х	25	66	ИП6
02	62	ИП2	14	47	П7	26	50	С/П
03	12	х	15	66	ИП6	27	66	ИП6
04	47	П7	16	22	FX ²	28	01	1
05	61	ИП1	17	65	ИП5	29	10	+
06	66	ИП6	18	12	х	30	46	П6
07	12	х	19	64	ИП4	31	51	БП
08	67	ИП7	20	10	+	32	00	00
09	11	-	21	66	ИП7			
10	60	ИП0	22	11	-			
11	10	+	23	59	FX>0			

Таблица 4.4

Вводимая величина	H _{к.о}	A	B	Z _к	H _г	R	Q	β
Регистр	П0	П1	П2	П3	П4	П5	П6	П7



ввод коэффициентов A и B осуществляем так. Например, надо ввести $B = 221 \cdot 10^{-6}$ в регистр П2. Нажимаем последовательно клавиши 2; 2; 1; П2; 6; /-; П; 2. На индикаторе появится 2,21 — 04.

Рис. 4.2. Блок-схема программы

§ 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ И РАСХОДА ВОЗДУХА НА УЧАСТКЕ ВОЗДУХОПРОВОДНОЙ СЕТИ

Производительность компрессорной станции и расход воздуха (м³/мин) на участке сети определяем по формуле (2.50). Принимая $\varphi = 1,02$; $\mu = 1,05$; $k_{пр} = 1$, $k_{ут} = 1$, получим

$$V = 1,071 (\sum n_{ni} V_{ni} k_{o1i} + 2,7 \sqrt{\sum n_{ni} V_{ni}^2 k_{o2i}}) + (1,071 V_{пр} n_{пр} + 1,02 \sum V_{ут} l) \quad (4.2)$$

Программа составлена для определения первого слагаемого формулы (4.2), т.е. полезного расхода воздуха

$$V_n = 1,071 (\sum n_{ni} V_{ni} k_{o1i} + 2,7 \sqrt{\sum n_{ni} V_{ni}^2 k_{o2i}}) \quad (4.3)$$

Программное обеспечение представлено в табл. 4.5, 4.6 и на рис. 4.3.

Реализация программы:

1. Нажать клавиши В/О, F, ПРГ.
2. Ввести программу.
3. Нажать клавиши F, АВТ.
4. Ввести постоянные 2,7, 1,071 и нули в регистры П6, П7.
5. Ввести исходные данные первой группы потребителей $n_{ni}, V_{ni}, k_{o1i}, k_{o2i}$

Таблица 4.5

Адрес	Код коман-ды	Коман-да	Адрес	Код коман-ды	Коман-да	Адрес	Код коман-ды	Коман-да
00	60	ИП0	09	22	FX ²	18	64	ИП4
01	61	ИП1	10	60	ИП0	19	12	х
02	12	х	11	12	х	20	66	ИП6
03	62	ИП2	12	63	ИП3	21	10	+
04	12	х	13	12	х	22	65	ИП5
05	66	ИП6	14	67	ИП7	23	12	х
06	10	+	15	10	+	24	50	С/П
07	46	П6	16	47	П7	25	51	БП
08	61	ИП1	17	21	F√	26	00	00

Таблица 4.6

Вводимая величина	n _{ni}	V _{ni}	k _{o1i}	k _{o2i}	2,7	1,071	0	0
Регистр	П0	П1	П2	П3	П4	П5	П6	П7

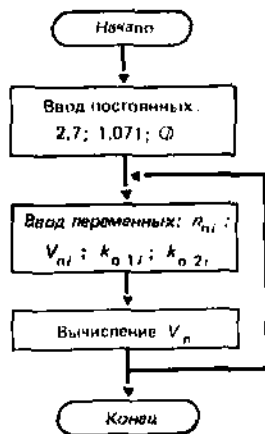


Рис. 4.3. Блок-схема программы

6. Нажать клавиши В/О, С/П. На индикаторе появляется промежуточный результат v_n .

7. Ввести исходные данные второй группы потребителей n_{pi} , V_{pi} , k_{o1i} , k_{o2i} .

8. Нажать С/П. На индикаторе появляется промежуточный результат V_n .

И так до окончания расчетов по всем группам потребителей. Последний результат V_n записать.

§ 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ СЖАТОГО ВОЗДУХА И ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ НА УЧАСТКАХ ВОЗДУХОПРОВОДНОЙ СЕТИ

Скорость движения (м/с) сжатого воздуха и потери давления (МПа) на участках воздухопроводной сети определяют по формулам (2.52) и (2.53). Подставляя известные величины в эти формулы, получим

$$v = b \frac{V}{d^2 \rho_{cp}}; \quad (4.4)$$

$$\Delta p = c \frac{l_p v^2 \rho_{cp}}{d 10^6}; \quad (4.5)$$

где $b = 0,02745$ и $c = 0,0167$ — константы.

Программное обеспечение представлено в табл. 4.7, 4.8 и на рис. 4.4.

Реализация программы:

1. Нажать клавиши В/О; F; ПР7.
2. Ввести программу.
3. Нажать клавиши F; АВТ.

Таблица 4.7

Адрес	Код коман-ды	Коман-да	Адрес	Код коман-ды	Коман-да	Адрес	Код коман-ды	Коман-да
00	60	ИПО	08	50	С/П	16	61	ИП1
01	61	ИП1	09	22	FX ²	17	13	÷
02	22	FX ²	10	62	ИП2	18	66	ИП6
03	13	÷	11	12	x	19	13	÷
04	63	ИП3	12	63	ИП3	20	50	С/П
05	13	—	13	12	x	21	51	БП
06	64	ИП4	14	65	ИП5	22	00	00
07	12	x	15	12	x			

Таблица 4.8

Вводимая величина	V	d	l_p	ρ_{cp}	b	c	10^6
Регистр	П0	П1	П2	П3	П4	П5	П6

4. Ввести постоянные ρ_{cp} , b , c , 10^6 и исходные данные первого рассчитываемого участка сети V , d , l_p .

5. При нажатии клавиши В/О, С/П — на индикаторе v — С/П — на индикаторе Δp .

6. Ввести исходные данные второго участка сети v , d , l_p .

При первом нажатии С/П — на индикаторе v ; при втором — на индикаторе Δp и т.д.

Выполнить расчеты по всем участкам сети.

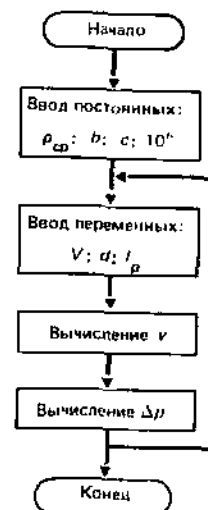


Рис. 4.4. Блок-схема программы

§ 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДВИЖУЩИХ УСИЛИЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ И МОЩНОСТЕЙ НА ВАЛУ ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ СИСТЕМ БЕЗ УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО КАНАТА ($q = 0$), С ЛЕГКИМ ($q < p$) И ТЯЖЕЛЫМ ($q > p$) УРАВНОВЕШИВАЮЩИМИ КАНАТАМИ

Усилия (H) определяются по формуле (3.69). Подставляя известные величины k ; Q_n ; H ; p ; q ; g , в общем виде получим

$$F_x = b + (\pm c) h_x + m_n a_x, \quad (4.6)$$

где b , c , m_n — константы для данной подъемной установки, причем величину c со знаком "—" получают при $q = 0$ и $q < p$ и со знаком "+" при $q > p$.

Программа решает задачу определения начального F_{iH} и конечного F_{iK} усилий (H) в каждом i -м периоде диаграммы:

$$F_{iH} = b + (\pm c) h_x + m_n a_i; \quad (4.7)$$

$$F_{iK} = b + (\pm c) (h_x + h_i) + m_n a_i, \quad (4.8)$$

где h_x — путь, пройденный сосудом к началу i -го периода, м; h_i — то же за i -й период, м; a_i — ускорение в i -м периоде, м/с².

С помощью программы можно определить для каждого i -го периода начальную N_{iH} и конечную N_{iK} мощности (кВт) на валу подъемного двигателя:

$$N_{iH} = \frac{F_{iH} v_{iH}}{1000 \eta_n}; \quad (4.9)$$

$$N_{iK} = \frac{F_{iK} v_{iK}}{1000 \eta_n}, \quad (4.10)$$

где v_{iH} и v_{iK} — скорости движения сосудов соответственно в начале и конце i -го периода, м/с.

Программное обеспечение представлено в табл. 4.9, 4.10 и на рис. 4.5.

При работе с программой необходимо учитывать, что:

величина c вводится в соответствии с формулами (4.7) и (4.8) со знаком "+" или "—";

a_i вводится со знаком "+" в периоды ускоренного движения, "—" в периоды замедления; в период равномерного движения $a_i = 0$.

Реализация программы:

1. Нажать клавиши В/О, F, ПРГ.

2. Ввести программу.

3. Нажать клавиши F=ABT.

4. Ввести постоянные b , c , m_n , 1000, η_n и нули в регистры П5, П6, ПВ.

Таблица 4.9

Адрес	Код команды	Команда	Адрес	Код команды	Команда	Адрес	Код команды	Команда
<i>Первая подпрограмма</i>								
00	62	ИП2	14	6L	ИПВ	28	69	ИП9
01	64	ИП4	15	10	+	29	13	÷
02	12	x	16	4L	ПВ	30	6—	ИПА
03	44	П4	17	61	ИП1	31	13	÷
04	61	ИП1	18	12	x	32	50	С/П
05	6L	ИПВ	19	64	ИП4	33	66	ИП6
06	12	x	20	10	+	34	68	ИП8
07	64	ИП4	21	60	ИПФ	35	12	x
08	10	+	22	10	+	36	69	ИП9
09	60	ИПФ	23	46	П6	37	13	÷
10	10	+	24	50	С/П	38	6—	ИПА
11	45	П5	25	65	ИП5	39	13	÷
12	50	С/П	26	67	ИП7	40	50	С/П
13	63	ИП3	27	12	x	41	51	БП
						42	Ф0	Ф0
<i>Вторая подпрограмма</i>								

Таблица 4.10

Вводимая величина	b	c	m_n	h_i	a_i	β
Регистр	ПФ	П1	П2	П3	П4	П5

Вводимая величина	β	v_{iH}	v_{iK}	1000	η_n	β
Регистр	П6	П7	П8	П9	ПА	ПВ

5. Ввести исходные данные первого периода h_i , a_i , v_{iH} , v_{iK} .

6. При нажатии клавиш В/О, С/П — на индикаторе F_1 . При последующих нажатиях С/П на индикаторе появляются F_2 , N_1 , N_2 . Значения F_1 и F_2 хранятся в регистрах П5 и П6 до вычислений следующего периода.

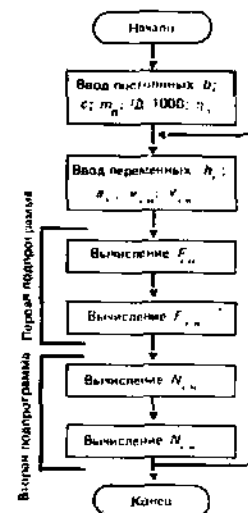


Рис. 4.5. Блок-схема программы

7. Ввести по второму периоду h_i, a_i, v_{in}, v_{ik} . При первом нажатии С/П — на индикаторе F_3 , при втором — F_4 , при последующих — N_3 и N_4 . Значения F_3 и F_4 хранятся в регистрах П5 и П6 до вычислений следующего периода. И так до окончания расчетов по всем периодам диаграммы.

Если в очередном i -м периоде F_{in} и F_{ik} или одно из них получилось отрицательным, то перед расчетом соответствующих мощностей вводят в числитель формул (4.9) и (4.10) или одной из них η_n , для чего последовательно выполняют следующие операции: набирают численное значение η_n ; нажимают клавиши $F, 1/x, П, А$. После вычисления отрицательных мощностей данного периода возвращают η_n в знаменатель указанных формул, для чего численное значение η_n вводят в регистр ПА.

Программа состоит из двух независимых подпрограмм: определения движущих усилий подъема и определения мощностей на валу подъемного двигателя. Каждую из них можно использовать самостоятельно.

§ 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДВИЖУЩИХ УСИЛИЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ И МОЩНОСТЕЙ НА ВАЛУ ДВИГАТЕЛЯ

ДЛЯ СИСТЕМЫ С РАВНОВЕСНЫМ УРАВНОВЕШИВАЮЩИМ КАНАТОМ ($q = p$)

Усилия (H) определяют по формуле (3.69) при $q = p$. Подставляя в нее известные величины k, Q_n, g , получают для i -го периода начальное F_{in} и конечное F_{ik} усилия:

$$F_{in} = F_{ik} = b + m_n a_i, \quad (4.11)$$

где b — константа для данной подъемной установки; a_i — ускорение в i -м периоде, m/c^2 .

Мощности в начале N_{in} и конце N_{ik} i -го периода определяют по формулам (4.9) и (4.10).

Программное обеспечение представлено в табл. 4.11 и 4.12 (рис. 4.5).

При работе с программой следует учитывать, что a_i вводится со знаком "+" в периоды ускоренного движения, "-" в периоды замедления; в период равномерного движения ввести $a_i = 0$.

Реализация программы:

1. Нажать клавиши В/О, F, ПРГ.
2. Ввести программу.
3. Нажать клавиши F, АВТ.
4. Ввести постоянные $b, m_n, 1000, \eta_n$.
5. Ввести исходные данные первого периода a_i, v_{in}, v_{ik} .
6. При нажатии клавиши В/О, С/П на индикаторе $F_1 = F_2$. При следующих нажатиях клавиши С/П на индикаторе появляются N_1 и N_2 . $F_1 = F_2$ хранятся в регистре П2 до ввода туда очередного значения a_i .

Таблица 4.11

Адрес	Код команды	Команда	Адрес	Код команды	Команда	Адрес	Код команды	Команда
Первая подпрограмма			08	63	ИПЗ	18	65	ИП6
00	61	ИП1	09	12	x	19	13	÷
01	62	ИП2	10	65	ИП5	20	66	ИП6
02	12	x	11	13	÷	21	13	÷
03	60	ИП6	12	66	ИП6	22	50	С/П
04	10	+	13	13	÷	23	51	БП
05	42	П2	14	50	С/П	24	50	БП
06	50	С/П	15	62	ИП2			
Вторая подпрограмма			16	64	ИП4			
07	62	ИП2	17	12	x			

Таблица 4.12

Вводимая величина	b	m_n	a_i	v_{in}	v_{ik}	1000	η_n
Регистр	П6	П1	П2	П3	П4	П5	П6

7. Ввести по второму периоду a_i, v_{in}, v_{ik} .

8. При первом нажатии С/П — на индикаторе загорается $F_3 = F_4$, при последующих N_3 и N_4 . $F_3 = F_4$ хранятся в регистре П2 до ввода очередного значения. И так до окончания расчетов по всем периодам.

Если в очередном i -м периоде получены отрицательные усилия, то перед вычислением N_{in} и N_{ik} вводят η_n в числитель формул (4.9) и (4.10), для чего последовательно выполняют операции: набирают численное значение η_n , нажимают клавиши $F, 1/x, П, Б$. После определения мощностей данного периода численное значение η_n снова вводят в регистр П6.

Программа состоит из двух независимых подпрограмм.

§ 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКВИВАЛЕНТНОГО УСИЛИЯ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ, ПОТРЕБЛЯЕМОЙ ИЗ СЕТИ МОЩНОСТИ И РАСХОДА ЭНЕРГИИ ЗА ПОДЪЕМНУЮ ОПЕРАЦИЮ ДЛЯ СИСТЕМЫ БЕЗ УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО КАНАТА ($q = 0$) С ЛЕГКИМ ($q < p$) И ТЯЖЕЛЫМ ($q > p$) УРАВНОВЕШИВАЮЩИМИ КАНАТАМИ

Эквивалентное усилие (H) подъемной установки

$$F_{зкв} = \sqrt{\sum \frac{(F_{in}^2 + F_{in} F_{ik} + F_{ik}^2) t_i}{3 T_n}}, \quad (4.12)$$

где F_{in} и F_{ik} — начальное и конечное усилия подъемной установки в i -м периоде диаграммы усилий, H ; T_n — эквивалентная продолжительность

ность подъемной операции, с; t_i — продолжительность i -го периода движения сосудов, с.

Мощности (кВт), потребляемые из сети в начале $N'_{ин}$ и в конце i -го периодов, в соответствии с формулой (3.101)

$$N'_{ин} = d F_{ин}; \quad (4.13)$$

$$N'_{ик} = d F_{ик}; \quad (4.14)$$

где $d = v_{max} / (1000 \eta_n)$ — константа для конкретной подъемной установки.

Расход энергии (кВт · с) за подъемную операцию

$$W = \sum W_i = \sum \frac{N'_{ин} + N'_{ик}}{2} t_i \quad (4.15)$$

где W_i — расход энергии в i -м периоде, кВт · с.

Программное обеспечение представлено в табл. 4.13, 4.14 и на рис. 4.6.

Таблица 4.13

Адрес	Код команд-ды	Коман-да	Адрес	Код команд-ды	Коман-да	Адрес	Код команд-ды	Коман-да
<i>Первая подпрограмма</i>			<i>Третья подпрограмма</i>					
00	61	ИП1	15	65	ИП5	31	67	ИП7
01	62	ИП2	16	10	+	32	68	ИП8
02	12	x	17	45	П5	33	10	+
03	61	ИП1	18	27	$F\sqrt{\quad}$	34	63	ИП3
04	22	Fx^2	19	46	П6	35	12	x
05	10	+	20	50	С/П	36	02	2
06	62	ИП2	<i>Вторая подпрограмма</i>			37	13	÷
07	22	Fx^2	21	61	ИП1	38	47	П7
08	10	+	22	64	ИП4	39	69	ИП9
09	63	ИП3	23	12	x	40	10	+
10	12	x	24	47	П7	41	49	П9
11	60	ИП0	25	50	С/П	42	67	ИП7
12	13	÷	26	62	ИП2	43	50	С/П
13	03	3	27	64	ИП4	44	51	БП
14	13	÷	28	12	x	45	00	00
			29	48	П8			
			30	50	С/П			

Таблица 4.14

Вводимая величина	T'_n	$F_{ин}$	$F_{ик}$	t_i	d	\emptyset	\emptyset	\emptyset	\emptyset	\emptyset
Регистр	П0	П1	П2	П3	П4	П5	П6	П7	П8	П9

Реализация программы:

1. Нажать клавиши В/О, F ПРГ.
2. Ввести программу.
3. Нажать клавиши F, АВТ.
4. Ввести постоянные T'_n , d и нули в регистры П5 — П9.
5. Ввести исходные данные первого периода $F_{ин}$, $F_{ик}$, t_i .
6. Нажать клавиши В/О, С/П. На индикаторе появляется промежуточное значение $F_{экв}$. При последующих нажатиях С/П на индикаторе загораются соответственно N'_1 , N'_2 .
7. Ввести исходные данные второго периода $F_{ин}$, $F_{ик}$, t_i .
8. Нажать С/П — на индикаторе промежуточное значение $F_{экв}$. Далее при нажатиях С/П — на индикаторе соответственно N'_3 , N'_4 , W_2 . И так до окончания расчетов по всем периодам.

Если отрицательные усилия не учитываются, то данные этого периода в расчет не вводят.

По окончании расчетов можно вызвать на индикатор $F_{экв}$ из регистра П6, нажав клавиши ИП, 6. Аналогично из регистра П9 вызывают W нажатием клавиш ИП, 9. Значения N' и W_i записывают в ходе расчетов.

Программу можно использовать и для систем с бицилиндроконическими барабанами, подставляя вместо усилий F моменты $M_{вр}$.

Программа состоит из трех независимых подпрограмм определения: $F_{экв}$; мощностей, потребляемых из сети, и расхода энергии за подъемную операцию. Каждую из них можно использовать самостоятельно. Однако практическое значение имеют первая и совместное решение второй и третьей.

§ 8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКВИВАЛЕНТНОГО УСИЛИЯ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ, ПОТРЕБЛЯЕМОЙ ИЗ СЕТИ МОЩНОСТИ И РАСХОДА ЭНЕРГИИ ЗА ПОДЪЕМНУЮ ОПЕРАЦИЮ ДЛЯ СИСТЕМ С РАВНОВЕСНЫМ УРАВНОВЕШИВАЮЩИМ КАНАТОМ ($q = p$)

Эквивалентное усилие (Н) подъемной установки

$$F_{экв} = \sqrt{\sum \frac{F_i^2 t_i}{T'_n}}, \quad (4.16)$$

где F_i — любое из усилий i -го периода при $F_{ин} = F_{ик}$.

Мощность (кВт), потребляемая из сети в i -м периоде, по формулам (4.13) и (4.14)

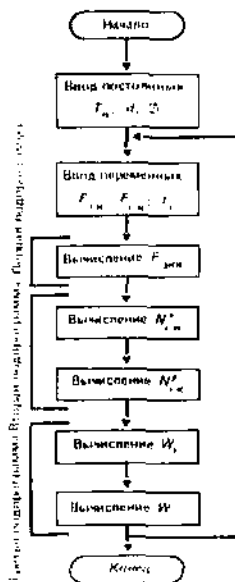


Рис. 4.6. Блок-схема программы

Таблица 4.15

Адрес	Код команд	Команда	Адрес	Код команд	Команда	Адрес	Код команд	Команда
<i>Первая подпрограмма</i>			09	21	$F\sqrt{\quad}$	<i>Третья подпрограмма</i>		
00	61	ИП1	10	44	П4	17	67	ИП7
01	22	$F\chi^2$	11	50	С/П	18	62	ИП2
02	62	ИП2	<i>Вторая подпрограмма</i>			19	12	х
03	12	х	12	61	ИП1	20	47	П7
04	60	ИП0	13	63	ИП3	21	65	ИП5
05	13	÷	14	12	х	22	10	+
06	66	ИП6	15	47	П7	23	45	П5
07	10	+	16	50	С/П	24	67	ИП7
08	46	П6	—	—	—	25	50	С/П
						26	51	БП
						27	00	00

Таблица 4.16

Вводимая величина	T'_n	F_i	t_i	d	δ	δ	δ	δ
Регистр	П0	П1	П2	П3	П4	П5	П6	П7

$$N'_i = d F_i$$

Расход энергии (кВт · с) за подъемную операцию

$$W = \sum W_i = \sum N'_i t_i \quad (4.17)$$

где W_i — расход энергии в i -м периоде, кВт · с.

Программное обеспечение представлено в табл. 4.15 и 4.16.

Реализация программы:

1. Нажать клавиши В/О, F , ПРГ.
2. Ввести программу.
3. Нажать клавиши F , АВТ.
4. Ввести постоянные T'_n , d и нули в регистры П4 — П7.
5. Ввести исходные данные первого периода F_i , t_i .
6. Нажать клавиши В/О, С/П. На индикаторе появляется промежуточное значение $F_{э\text{кв}}$. При следующих нажатиях С/П на индикаторе соответственно N_i , W_i .
7. Ввести исходные данные второго периода F_i , t_i . При нажатии С/П на индикаторе промежуточное значение $F_{э\text{кв}}$. Далее при нажатии С/П на индикаторе появляются N_i , W_i . И так до окончания расчетов во всем периодам.

Если отрицательные усилия не учитываются, то данные этого периода в расчет не вводят. Значения $F_{э\text{кв}}$ и W хранятся в регистрах П4 и П5. Можно вызвать $F_{э\text{кв}}$ на индикатор, нажав клавиши ИП, 4. Аналогично вызывают W клавишами ИП, 5. Значения N_i и W_i записывают в ходе расчетов.

Программа состоит из трех независимых подпрограмм.

Практическое значение имеют первая подпрограмма и совместное решение второй и третьей подпрограмм.

Ответы к задачам

- 1.1. $p = 129,6$ Па.
- 1.2. $p = 1694$ Па.
- 1.3. $H = 179$ м; $\eta_T = 0,95$.
- 1.4. $H = 277,9$ м; $\eta_T = 0,92$.
- 1.5. $Q = 300$ м³/ч.
- 1.6. $d = 113$ мм.
- 1.7. $H_r = 237,5$ м.
- 1.8. $R = 0,16$.
- 1.9. $R = 3525$.
- 1.10. $\xi_c = 65,8$.
- 1.14. $Q = 337,5$ м³/ч; $H = 297,3$ м; $\eta = 0,6$.
- 1.15. $Q = 280$ м³/ч; $H = 297,6$ м; $\eta = 0,6$.
- 1.16. $Q = 65$ м³/ч; $H = 190$ м; $\eta = 0,75$.
- 1.17. $Q = 78,75$ м³/ч; $H = 183,9$ м; $\eta = 0,75$.
- 1.18. $N = 24$ кВт.
- 1.19. $N = 49,1$ кВт.
- 1.20. $N = 486$ кВт.
- 1.21. $N = 123$ кВт.
- 1.22. $Q_2 = 35$ м³/с; $p_2 = 1030$ Па; $N_2 = 61,7$ кВт.
- 1.23. $n_2 = 1740$ об/мин.
- 1.24. $n_2 = 772$ об/мин.
- 1.25. $n_2 = 1050$ об/мин.
- 1.26. Давление p возрастет на 82 %, мощность N — на 146 %.
- 1.27. Q увеличится в 1,15 раза, p — в 1,31 раза.
- 1.28. $p_2 = 2256$ Па; $N_2 = 260$ кВт.
- 1.29. $p_2 = 928$ Па; $N_2 = 122,9$ кВт.
- 1.34. По характеристике $N = 650$ кВт; $N_p = 600$ кВт; $W_r \approx 7,31 \cdot 10^6$ кВт · ч.
- 1.35. По характеристике $N = 473$ кВт; $N_p = 501$ кВт; $W_r \approx 6,41 \cdot 10^6$ кВт · ч.
- 1.36. По характеристике $N = 1500$ кВт; $N_p = 1531$ кВт; $W_r \approx 12,35 \cdot 10^6$ кВт · ч.
- 1.37. По характеристике $N_1 = 57$ кВт; $N_2 = 77$ кВт; $N_{p1} = 57,84$ кВт; $N_{p2} = 78,3$ кВт; $W_{r1} \approx 0,68 \cdot 10^6$ кВт · ч; $W_{r2} \approx 4,77 \cdot 10^6$ кВт · ч; $W_{r2} \approx 0,954 \cdot 10^6$ кВт · ч; $W_{r1} \approx 7,63 \cdot 10^6$ кВт · ч; $W \approx 12,4 \cdot 10^6$ кВт · ч.
- 1.42. $Q = 78$ м³/с; $p = 140$ даПа.
- 1.43. $Q = 6,975$ м³/с; $p = 2427$ Па; два последовательно включенных вентилятора ВМ-6М при $\theta_{н.а} = 0^\circ$; ВМ-8М при $\theta_{н.а} = -40^\circ$ или ВЦ-7 при $\theta_3 = -15^\circ$.
- 1.48. $D = 180$ мм; $\delta = 11$ мм; $d = 158$ мм.
- 1.49. $\delta_1 = 13,5$ мм; $\delta_2 = 15,2$ мм; $\delta_3 = 17,6$ мм; принимаем: $\delta_1 = 14$ мм; $\delta_2 = 16$ мм; $\delta_3 = 18$ мм.

- 1.50. $h \approx 37$ м; $Z_K = 10$; в рабочем режиме $Q = 191$ м³/ч; $H = 410$ м; $\eta = 0,87$; $H_{в.доп} = 4,5$ м.
- 1.51. $H = 46$ м; $Z_K = 7$; в рабочем режиме: $Q = 332$ м³/ч; $H = 868$ м; $\eta = 0,76$.
- 1.52. $h = 17$ м; $Z_K = 5$; в рабочем режиме: $Q = 66$ м³/ч; $H = 120$ м; $\eta = 0,66$; $H_{в.доп} = 5,7$ м.
- 1.53. $W_r = 2429977$ кВт · ч; $\eta_V = 0,54$.
- 1.54. $W_r = 7964774$ кВт · ч; $\eta_V = 0,6$.
- 1.55. $W_r = 230728$ кВт · ч; $\eta_V = 0,465$.
- 2.1. $V_2 = 0,5$ м³; $I_{к.из} = 681100$ Дж; $Q = I_{к.из}$
- 2.2. $V_1 = 5,63$ м³; $L_{к.из} = 846800$ Дж.
- 2.3. $p_2 = 0,512$ МПа; $t_1 = 4,5$ °С.
- 2.4. $\epsilon = 5,66$; $p_2 = 0,566$ МПа; $t_1 = t_2 = 17,4$ °С.
- 2.5. $V_2 = 0,573$ м³; $t_2 = 238$ °С; $I_{к.ад} = 598900$ Дж.
- 2.6. $L_{к.ад} = 744500$ Дж; $p_2 = 0,444$ МПа; $V_2 = 1,39$ м³.
- 2.7. $p_2 = 0,51$ МПа; $V_1 = 6,41$ м³; $L_{к.ад} = 1327000$ Дж.
- 2.8. $V_1 = 6,52$ м³; $t_1 = 15,5$ °С; $L_{к.пол} = 1240000$ Дж; $Q = -374,5$ кДж.
- 2.9. $L_{к.пол} = 759000$ Дж; $Q = -50,2$ кДж.
- 2.10. $V_1 = 4,65$ м³; $p_2 = 0,543$ МПа; $L_{к.пол} = 933000$ Дж.
- 2.11. $n = 1,31$; $L_{к.пол} = 961400$ Дж.
- 2.12. $n = 1,21$; $Q = -183,5$ кДж.
- 2.13. $n = 1,3$.
- 2.14. $\alpha_v = 0,0653$; $V_0 = 0,0131$ м³.
- 2.15. $\alpha_0 = 0,832$; $V_v = 0,125$ м³.
- 2.16. $\epsilon = 6,25$.
- 2.17. $n = 1,25$.
- 2.18. $\alpha_n = 0,75$.
- 2.19. $\alpha_n = 0,797$.
- 2.20. $V_A = 0,24$ м³.
- 2.21. $\alpha_v = 0,063$.
- 2.22. $\epsilon = 4,7$.
- 2.23. $n = 1,21$.
- 2.24. $n = 1,22$.
- 2.25. $V_0 = 0,017$ м³.
- 2.26. $V_n = 0,25$ м³.
- 2.27. Изотермический, так как $n = 1$.
- 2.28. $p_2 = 0,544$ МПа.
- 2.29. $t_1 = 19,6$ °С.
- 2.30. $n = 1,267$.
- 2.31. $t_2 = 79$ °С.
- 2.32. $t_1 = 10$ °С.
- 2.33. $L_1 \approx L_2 = 248400$ Дж; $L_K = 496700$ Дж.
- 2.34. $V_{пo} = 1,08$ м³.
- 2.35. $V_{лp} = 0,666$ м³.
- 2.36. $\alpha_{oz} = 0,938$.
- 2.37. $V_{мин} = 5,85$ м³/мин; $V_{нop} = 5,53$ м³/мин.
- 2.38. $V_{мин} = 100,6$ м³/мин; $V_{нop} = 99,3$ м³/мин.

- 2.39. $\alpha_n = 0,857$.
- 2.40. $n = 165$ об/мин.
- 2.41. $n_{дв} = 735$ об/мин.
- 2.42. $N = 85,2$ кВт.
- 2.43. $N = 70,2$ кВт.
- 2.44. $N = 172$ кВт.
- 2.45. $N = 156$ кВт.
- 2.46. $N_i = 349$ кВт.
- 2.47. $N_v = 680$ кВт.
- 2.57. $V_n = 0,168$ м³; $V_{мин} = 35,3$ м³/мин.
- 2.58. $\alpha_n = 0,87$.
- 2.59. $n = 237$ об/мин.
- 2.60. $V_{в.ч} = 4,89$ м³/ч.
- 2.61. $V_{в.ч} = 7,68$ м³/ч.
- 2.62. $V_{м^3} = 4,9$ л/м³.
- 2.63. $Q_c = 41$ кДж/кг.
- 2.64. $q_K = 134,5$ кДж/кг.
- 2.65. $t_{2в} - t_{1в} = 10$ °С.
- 2.66. $t_{2в} = 24$ °С.
- 2.67. $t_2 = 94,6$ °С.
- 2.74. $F_{п.о} = 19,1$ м²; $F_{п.о} = 23$ м²; поверхность охлаждения достаточна.
- 2.75. $\eta_{из} = 0,67$; $N = 2875$ кВт.
- 2.76. $V_{в.ч} = 130$ м³/ч.
- 2.77. $V_{мин} = 135$ м³/мин.
- 2.78. $z = 6$; $\epsilon = 1,44$.
- 2.79. $V_{мин} = 115$ м³/ч; $N = 664$ кВт.
- 2.80. $V_{к.с.н} = 470$ м³/мин; $V_{к.с.к} = 512$ м³/мин; $V_{ут.ср} = 10,2$ %.
- 2.81. $V_r = 176,8 \cdot 10^6$ м³; $W_r = 17,48 \cdot 10^6$ кВт · ч; $V_T = 118$ м³/т; $W_T = 11,65$ кВт · ч/т; $W_{м^3} = 0,099$ кВт · ч/м³.
- 2.82. $V_{к.с} = 684$ м³/мин; $V_{ут} = 89,5$ м³/мин, или 13,1 %.
- 2.83. $d_{опт} = 240$ мм; $d = 259$ мм; $v = 7,22$ м/с; $\Delta p = 0,0786$ МПа.
- 2.84. $d_{1-2} = 384$ мм; $d_{2-3} = 281$ мм; $d_{3-4} = 231$ мм; $\Delta p_{1-2} = 0,0344$ МПа; $\Delta p_{2-3} = 0,0168$ МПа; $\Delta p_{3-4} = 0,111$ МПа.
- 2.85. $\rho_{к.с} = 0,762$ МПа.
- 3.1. $\rho_p = 5,42$ кг/м. Стандартный канат: $\rho = 6,08$ кг/м; $Q_p = 1085000$ Н; $d_K = 39,5$ мм; $z = 7,78$.
- 3.2. $\rho_p = 6,07$ кг/м. Стандартный канат: $\rho = 7,12$ кг/м; $Q_p = 1120000$ Н; $d_K = 43$ мм; $z = 7,93$.
- 3.3. $\rho_p = 12,13$ кг/м. Стандартный канат: $\rho = 13$ кг/м; $Q_p = 2315000$ Н; $d_K = 58,5$ мм; $z = 6,53$.
- 3.4. $\rho_p = 10,84$ кг/м. Стандартный канат: $\rho = 12,19$ кг/м; $Q_p = 1910000$ Н; $d_K = 56$ мм; $z = 6,7$.
- 3.5. $\rho_p = 12,28$ кг/м. Стандартный канат: $\rho = 14,25$ кг/м; $Q_p = 2550000$ Н; $d_K = 60,5$ мм; $z = 6,98$.

- 3.6. $\rho_p = 7,82$ кг/м. Стандартный канат: $\rho = 8,496$ кг/м; $Q_p = 1350000$ Н;
 $z = 6,54$; $d_k = 48,5$ мм.
- 3.7. $\rho_p = 8,59$ кг/м. Стандартный канат: $\rho = 9,95$ кг/м; $Q_p = 1575000$ Н;
 $d_k = 50,5$ мм; $z = 6,84$.
- 3.8. $Q_p = 1995000$ Н; $\rho = 11,15$ кг/м; $d_k = 53,5$ мм; без учета массы каната
 $z = 10$, с учетом $-z = 7,32$.
- 3.9. $Q_p = 1520000$ Н; $\rho = 8,496$ кг/м; $d_k = 48,5$ мм; без учета массы каната
 $z = 9,14$, с учетом $-z = 6,57$.
- 3.10. $Q_p = 1520000$ Н; $\rho = 8,496$ кг/м; $d_k = 48,5$ мм; без учета массы каната
 $z = 8,51$, с учетом $-z = 6,47$.
- 3.11. $Q_p = 1520000$ Н; $\rho = 8,496$ кг/м; $d_k = 48,5$ мм; без учета массы каната
 $z = 9,37$, с учетом $-z = 6,81$.
- 3.12. $Q_p = 887000$ Н; $\rho = 4,965$ кг/м; $d_k = 36,5$ мм; без учета массы каната
 $z = 10,61$, с учетом $-z = 6,75$.
- 3.13. $Q_p = 1320000$ Н; $\rho = 7,397$ кг/м; $d_k = 45$ мм; без учета массы каната
 $z = 9,66$, с учетом $-z = 6,31$.
- 3.14. $Q_p = 674500$ Н; $\rho = 3,768$ кг/м; $d_k = 32$ мм; без учета массы каната
 $z = 9,52$, с учетом $-z = 6,43$.
- 3.15. $Q_p = 674500$ Н; $\rho = 3,768$ кг/м; $d_k = 32$ мм; без учета массы каната
 $z = 9,82$, с учетом $-z = 8,77$.
- 3.16. $Q_n + Q_c = 16630$ кг. 3.20. $Q_n + Q_c = 6740$ кг.
- 3.17. $Q_n + Q_c = 8580$ кг. 3.21. $H_k = 531$ м.
- 3.18. $Q_n + Q_c = 4960$ кг. 3.22. $H_k = 636$ м.
- 3.19. $Q_n + Q_c = 13610$ кг. 3.23. $H_k = 790$ м.
- 3.24. $D_6 = 5$ м; $B_k = 2024$ мм; $B = 2,4$ м. По расчету: $T_{ст\ max} = 137650$ Н;
 $F_{ст\ max} = 94120$ Н. Машина 2Ц-5 х 2,4; $T_{ст\ max} = 280000$ Н; $F_{ст\ max} = 210000$ Н.
- 3.25. $D_6 = 5$ м; $B_k = 2362$ мм; $B = 2,4$ м. По расчету $T_{ст\ max} = 271174$ Н,
 $F_{ст\ max} = 185790$ Н. Машина 2Ц-5 х 2,4; $T_{ст\ max} = 280000$ Н, $F_{ст\ max} = 210000$ Н.
- 3.26. $D_6 = 6$ м; $B_k = 2223$ мм; $B = 2,4$ м. По расчету: $T_{ст\ max} = 318520$ Н,
 $F_{ст\ max} = 205110$ Н. Машина 2Ц-6 х 2,4; $T_{ст\ max} = 320000$ Н, $F_{ст\ max} = 240000$ Н.
- 3.27. $D_6 = 5$ м; $B_k = 2524$ мм; $B = 3$ м. По расчету: $T_{ст\ max} = 217270$ Н,
 $F_{ст\ max} = 134570$ Н. Машина ЦР-5 х 3/0,6; $T_{ст\ max} = 280000$ Н, $F_{ст\ max} = 210000$ Н. $B_{к.з} = 2112 < B_3 = (3000 - 600)$ мм, что и необходимо.
- 3.28. $D_6 = 6$ м; $B_k = 2712$ мм; $B = 2,4$ м. По расчету: $T_{ст\ max} = 243610$ Н,
 $F_{ст\ max} = 156860$ Н. Машина ЦР-6 х 3/0,6; $T_{ст\ max} = 320000$ Н, $F_{ст\ max} = 240000$ Н. $B_{к.з} = 2196 < B_3 = (3000 - 600)$ мм, что и необходимо.
- 3.29. $D_6 = 6$ м; $B_k = 2846$ мм. По расчету: $T_{ст\ max} = 230554$ Н, $F_{ст\ max} = 145894$ Н. Машина ЦР-6 х 3/0,6; $T_{ст\ max} = 320000$ Н, $F_{ст\ max} = 240000$ Н.
 $B_{к.з} = 2390 < B_3 = (3000 - 600)$ мм, что и необходимо.
- 3.30. $H = 676$ м. 3.33. $H = 733$ м.
- 3.31. $H = 638$ м. 3.34. $H = 621$ м.
- 3.32. $H = 807$ м. 3.35. $H = 613$ м.

- 3.36. $H = 824$ м.
- 3.37. $D_{ш.т} = 5160$ мм. принят $D_{ш.т} = 5,2$ м; $\rho_{ш.т} = 99$ Н/см².
- 3.38. $D_{ш.т} = 5850$ мм, принят $D_{ш.т} = 6$ м; $\rho_{ш.т} = 128$ Н/см².
- 3.39. $D_{м.ш} = 3040$ мм; $T_{ст\ max} = 420276$ Н; $F_{ст\ max} = 133640$ Н. Машина МК
3,25 х 4.
- 3.40. $D_{м.ш} = 3135$ мм; $T_{ст\ max} = 405460$ Н; $F_{ст\ max} = 129600$ Н. Машина
МК 3,25 х 4.
- 3.41. $H = 1306$ м.
- 3.44. $L_c = 56,5$ м.
- 3.45. $L_c = 55,65$ м.
- 3.46. $v_{ср} = 5,43$ м/с; $v_m = 7,33$ м/с.
- 3.47. $v_{ср} = 12,2$ м/с; $v_m = 16,47$ м/с.
- 3.48. $C = 1,46$.
- 3.49. $Q_n = 9260$ кг.
- 3.50. $v_{р.м} = 6,14$ м/с; при $i = 11,5$ и $n_{син} = 300$ об/мин: $v_{max} = 6,65$ м/с;
 $t_1 = t_3 = 8,87$ с; $h_1 = h_3 = 29,5$ м; $h_2 = 424$ м; $t_2 = 63,85$ с; $T = 81,59$ м.
- 3.51. $v_{р.м} = 8,52$ м/с; при $n_{син} = 5,42$ с⁻¹: $v_{max} = 9,1$ м/с; $t_1 = t_3 = 12,13$ с;
 $h_1 = h_3 = 55,2$ м; $h_2 = 499,6$ м; $t_2 = 54,9$ с; $T = 79,16$ с.
- 3.52. $v_{р.м} = 5,05$ м/с; при $n_{син} = 300$ об/мин: $v_{max} = 5,3$ м/с; $t_1 = t_3 = 7,07$ с;
 $h_1 = h_3 = 18,72$ м; $h_2 = 307,56$ м; $t_2 = 57,93$ с; $T = 72,07$ с.
- 3.53. $v_{р.м} = 9,44$ м/с; при $n_{син} = 325$ об/мин: $v_{max} = 10$ м/с; $t_1 = t_3 = 13,33$ с;
 $h_1 = h_3 = 66,7$ м; $h_2 = 596,6$ м; $t_2 = 59,66$ с; $T = 86,32$ с; для первого горизонта — те же данные, только $h_2 = 496,6$ м; $t_2 = 49,66$ с; $T = 76,32$ с.
- 3.54. $v_{р.м} = 9,3$ м/с; при $n_{син} = 500$ об/мин: $v_{max} = 9,7$ м/с; $t_1 = t_3 = 12,93$ с;
 $h_1 = h_3 = 62,7$ м; $h_2 = 224,6$ м; $t_2 = 23,15$ с; $T = 49,01$ с; для первого горизонта те же данные, только $h_2 = 124,6$; $t_2 = 12,84$ с; $T = 38,7$ с.
- 3.55. $v_{р.м} = 5,28$ м/с; при $n_{син} = 250$ об/мин: $v_{max} = 5,6$ м/с; $a' = a'' = 0,31$ м/с²;
 $t' = t'' = 3,89$ с; $t_1 = t_3 = 4,3$ с; $h_1 = h_3 = 14,4$ м, $h_2 = 483,54$ м;
 $t_2 = 87,9$ с; $T = 104,28$ с; $C_\phi = 1,55$.
- 3.56. $v_{р.м} = 5,87$ м/с; при $n_{син} = 250$ об/мин: $v_{max} = 6$ м/с; $a' = a'' = 0,233$ м/с²;
 $t' = t'' = 4,3$ с; $t_1 = t_3 = 6,67$ с; $h_1 = h_3 = 23,35$ м; $h_2 = 660$ м;
 $t_2 = 110$ с; $T = 131,94$ с; $C_\phi = 1,52$.
- 3.57. $h_1 = 31,95$ м; $h_2 = 405,93$ м; $h_3 = 36,52$ м.
- 3.58. $t_2 = 29,84$ с.
- 3.59. $T_n = 83,1$ с.
- 3.60. $H = 293,78$ м.
- 3.61. $v_{р.м} = 4,05$ м/с; при $i = 11,5$ и $n_{син} = 250$ об/мин ($n = 224$ об/мин):
 $v_{max} = 4,08$ м/с; $t' = t'' = 4$ с; $t' = t'' = 2,83$ с; $t_1 = t_3 = 3,84$ с; $h_1 = h_3 = 10,14$ м;
 $h_2 = 365,12$ м; $t_2 = 89,49$ с; $T = 110,83$ с.
- 3.62. $F_1 = 11,2 \cdot 10^4$ Н; $F_2 = 10,95 \cdot 10^4$ Н; $F_3 = 6,32 \cdot 10^4$ Н; $F_4 = 3,1 \cdot 10^4$ Н;
 $F_5 = -1,53 \cdot 10^4$ Н; $F_6 = -1,78 \cdot 10^4$ Н; $N_1 = 0$; $N_2 = 640,7$ кВт; $N_3 = 369,8$ кВт;
 $N_4 = 181,4$ кВт; $N_5 = -81,7$ кВт; $N_6 = 0$.
- 3.63. $F_1 = F_2 = 9,93 \cdot 10^4$ Н; $F_3 = F_4 = 4,7 \cdot 10^4$ Н; $F_5 = F_6 = -0,51 \cdot 10^4$ Н;
 $N_1 = 0$; $N_2 = 1405$ кВт; $N_3 = N_4 = 665$ кВт; $N_5 = -63,76$ кВт; $N_6 = 0$.

- 3.64. $F_1 = F_2 = 9,84 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_3 = F_4 = 4,7 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_5 = F_6 = -0,22 \cdot 10^4 \text{ Н};$
 $N_1 = 0; N_2 = 564 \text{ кВт}; N_3 = N_4 = 275 \text{ кВт}; N_5 = -11,4 \text{ кВт}; N_6 = 0.$
- 3.65. $F_1 = F_2 = 12,89 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_3 = F_4 = 18,88 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_5 = F_6 = 9,03 \times$
 $\times 10^4 \text{ Н}; F_7 = F_8 = -8,3 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_9 = F_{10} = 5,16 \cdot 10^4 \text{ Н}; N_1 = 0; N_2 = 164,5 \text{ кВт};$
 $N_3 = 241 \text{ кВт}; N_4 = 1100 \text{ кВт}; N_5 = N_6 = 528 \text{ кВт}; N_7 = -43 \text{ кВт}; N_8 = -9,4 \text{ кВт};$
 $N_9 = 65,8 \text{ кВт}; N_{10} = 0.$
- 3.66. $F_1 = F_2 = 11,14 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_3 = F_4 = 19,39 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_5 = F_6 = 9,03 \times$
 $\times 10^4 \text{ Н}; F_7 = F_8 = -1,34 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_9 = F_{10} = 6,9 \cdot 10^4 \text{ Н}; N_1 = 0; N_2 = 177,8 \text{ кВт};$
 $N_3 = 309,4 \text{ кВт}; N_4 = 1495,5 \text{ кВт}; N_5 = N_6 = 696 \text{ кВт}; N_7 = -91,3 \text{ кВт}; N_8 =$
 $= -18,9 \text{ кВт}; N_9 = 110 \text{ кВт}; N_{10} = 0.$
- 3.67. $F_1 = F_2 = 9,86 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_3 = F_4 = 16,78 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_5 = F_6 = 6,77 \times$
 $\times 10^4 \text{ Н}; F_7 = F_8 = -3,26 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_9 = F_{10} = 3,68 \cdot 10^4 \text{ Н}; N_1 = 0; N_2 =$
 $= 125,8 \text{ кВт}; N_3 = 214 \text{ кВт}; N_4 = 982 \text{ кВт}; N_5 = N_6 = 395,8 \text{ кВт}; N_7 =$
 $= -168,5 \text{ кВт}; N_8 = -36,8 \text{ кВт}; N_9 = 46,9 \text{ кВт}; N_{10} = 0.$
- 3.68. $h_1 = 66,66 \text{ м}; h_2 = 356,4 \text{ м}; h_3 = 76,9 \text{ м}.$
- 3.69. $t_2 = 43,8 \text{ с}.$
- 3.70. $T = 56,08 \text{ с}; T_n = 86,08 \text{ с}.$
- 3.71. $H = 731,5 \text{ с}.$
- 3.72. $a_1 = a_3 = 0,7 \text{ м/с}^2.$
- 3.73. $a_1 = 0,67 \text{ м/с}^2.$
- 3.74. $F_1 = 6,5 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_2 = 3,65 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_3 = F_4 = 2,35 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_5 = F_6 =$
 $= 5,59 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_7 = F_8 = 2,35 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_9 = F_{10} = -0,88 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_{11} = F_{12} =$
 $= 2,35 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_{13} = 1,06 \cdot 10^4 \text{ Н}; F_{14} = -0,246 \cdot 10^4 \text{ Н}; N_1 = 0; N_2 = 46,6 \text{ кВт};$
 $N_3 = N_4 = 30 \text{ кВт}; N_5 = 71,3 \text{ кВт}; N_6 = 242 \text{ кВт}; N_7 = N_8 = 102 \text{ кВт}; N_9 =$
 $= -33,8 \text{ кВт}; N_{10} = -9,9 \text{ кВт}; N_{11} = N_{12} = 30 \text{ кВт}; N_{13} = 13,5 \text{ кВт}; N_{14} = 0.$
- 3.75. $m_p = 54860 \text{ кг}.$
- 3.76. $a = a'' = 0,22 \text{ м/с}^2.$
- 3.77. $k = 1,2.$
- 3.78. $a_{1\text{max}} = 1,278 \text{ м/с}^2; a_1 = 1,022 \text{ м/с}^2; a_3 \text{max} = 1,622 \text{ м/с}^2; a_3 =$
 $= 1,3 \text{ м/с}^2.$
- 3.79. $a_n = 0,4 \text{ м/с}^2; a_o = -0,4 \text{ м/с}^2.$
- 3.80. $h_{\text{пл}} = 47,15 \text{ м}; h_{\text{ол}} = 84,87 \text{ м}.$
- 3.81. $F_{\text{экр}} = 2,70 \cdot 10^4 \text{ Н}; W = 2,66 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$
- 3.82. $F_{\text{экр}} = 5,27 \cdot 10^4 \text{ Н}; W = 4,9 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$
- 3.83. $F_{\text{экр}} = 2,63 \cdot 10^4 \text{ Н},$ с учетом допустимого перегруза при подъеме
 $F_{\text{экр}} = 3,06 \cdot 10^4 \text{ Н}; W = 3,27 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$
- 3.84. $F_{\text{экр}} = 5,32 \cdot 10^4 \text{ Н},$ с учетом допустимого перегруза при подъеме
 $F_{\text{экр}} = 6,64 \cdot 10^4 \text{ Н}; W = 8,2 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$
- 3.85. $F_{\text{экр}} = 5 \cdot 10^4 \text{ Н},$ с учетом допустимого перегруза при подъеме $F_{\text{экр}} =$
 $= 5,53 \cdot 10^4 \text{ Н}; W = 7,6 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$
- 3.86. $F_{\text{экр}} = 9,53 \cdot 10^4 \text{ Н},$ с учетом допустимого перегруза при подъеме $F_{\text{экр}} =$
 $= 10,77 \cdot 10^4 \text{ Н}; W = 20,6 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$

- 3.87. $F_{\text{экр}} = 7,11 \cdot 10^4 \text{ Н},$ с учетом допустимого перегруза при подъеме $F_{\text{экр}} =$
 $= 8,44 \cdot 10^4 \text{ Н}; W = 11,5 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$
- 3.88. $K = 5,81; K' = 1,46; K'' = 2,35.$
- 3.89. $a_c = 2,93 \text{ м/с}^2; a_n = 4,14 \text{ м/с}^2; p_n = 0,48 \text{ МПа}; p_p = 0,653 \text{ МПа}.$
- 3.90. $m_{\text{гр}} = 950 \text{ кг};$ 10 плит. Не будет.
- 3.91. $K_{\text{гр}} = 2,06; a_c = 1,54 \text{ м/с}^2; a_n = 3,09 \text{ м/с}^2.$
- 3.92. $a_n = 3,87 \text{ м/с}^2; a_c = 1,89 \text{ м/с}^2; a_{\text{пер}} = 2,97 \text{ м/с}^2; a'_{\text{пер}} = 2,89 \text{ м/с}^2;$
 $M_T = 460,7 \text{ кН} \cdot \text{м}; M_1 = 412 \text{ кН} \cdot \text{м}; m_{\text{гр}} = 1431 \text{ кг}; n = 58; F = 103,5 \text{ мм}; p_n =$
 $= 0,224 \text{ МПа}, p_p = 0,46 \text{ МПа}.$
- 3.93. $M_1 = 182,3 \text{ кН} \cdot \text{м}; F = 112,7 \text{ мм}; p_n = 0,207 \text{ МПа}; p_p = 0,5 \text{ МПа}.$
- 3.94. $T_{1\text{п}} = 397,4 \text{ кН}; T_{2\text{п}} = 335,3 \text{ кН}; T_{1\text{с}} = T_{1\text{п}} \cdot T_{2\text{с}} = T_{2\text{п}}; T_{1\text{пер}} = T_{2\text{п}};$
 $T_{2\text{пер}} = 309,1 \text{ кН}; T'_{1\text{пер}} = 342,5 \text{ кН}; T'_{2\text{пер}} = 302 \text{ кН}; a_n = 3,49 \text{ м/с}^2; a_c =$
 $= 2,34 \text{ м/с}^2; a_{\text{пер}} = 3,2 \text{ м/с}^2; a'_{\text{пер}} = 2,65 \text{ м/с}^2.$
- 3.95. $M_1 = 344,8 \text{ кН} \cdot \text{м}; M_T = 303 \text{ кН} \cdot \text{м}.$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дзюбан В.С., Римац Я.С., Маслий А.К. Справочник энергетика угольной шахты. — М.: Недра, 1983.
2. Повышение эффективности шахтных пневматических установок: Руководящий технический материал РТМ 0204007 — 86. — Донецк: Министерство угольной промышленности СССР, ВНИИГМ им. М.М.Федорова, 1986.
3. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. — М.: Недра, 1986.
4. Правила технической эксплуатации угольных и сланцевых шахт. — М.: Недра, 1976.
5. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок / В.Р. Бежок, Б.Н. Чайка, Н.Ф. Кузьменко и др. — М.: Недра, 1982.
6. Хаджиков Р.Н., Бутаков С.А. Горная механика. — М.: Недра, 1982.
7. Шахтные вентиляторные установки главного проветривания. Справочник / Г.А. Бабак, К.П. Бочаров, А.Т. Волохов и др. — М.: Недра, 1982.

Приложение 1

Насос	Число ступеней насоса	Оптимальная подача Q , м ³ /ч	Напор одного рабочего колеса $H_{к.о.}$, м	Рабочая часть характеристики, м ³ /ч	К.п.д.	Синхронная частота вращения двигателя, с ⁻¹	H в доп. при темп. воды 25 °С	Напор одного рабочего колеса при нулевой подаче $H_{к.о.}$, м	Коэффициенты	
									$A \cdot 10^{-2}$	$B \cdot 10^{-4}$
ЦНСК 500—160 ÷ 800	2—10	500	80	380—640	0,73	1500	4,5	81,3	2,413	0,5514
ЦНС 300—120 ÷ 600	2—10	300	60	220—380	0,71	1500	5	66,9	4,01	2,21
ЦНС 300—650 ÷ 1040	5—8	300	130	220—380	0,76	3000	-2	132,5	14,48	5,104
ЦНС 180—500 ÷ 900	5—9	180	100	130—220	0,72	3000	5	105,0	9,913	7,012
ЦНС 180—85 ÷ 425	2—10	180	42,5	130—220	0,7	1500	5	47,4	6,9	5,3
ЦНС 105—98 ÷ 490	2—10	105	49	80—130	0,68	3000	4,5	53,5	16,81	20,08
ЦНС 60—66 ÷ 330	2—10	60	33	50—80	0,7	3000	6	40,4	5,157	28,75
ЦНС 60—50 ÷ 250	2—10	60	25	50—80	0,65	1500	6	27,6	7,701	19,94
ЦНС 38—44 ÷ 220	2—10	38	22	28—50	0,69	3000	6	27,0	16,88	78,79

Трубы стальные бесшовные горячедеформированные (ГОСТ 8732-78)

Наруж- ный диа- метр, мм	Линейная плотность труб (кг/м) при толщине стенки, мм																	
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	17	18					
95	8,98	11,10	13,17	15,19	17,16	19,09	20,96	22,79	24,56	27,97	31,17	32,70	34,18					
102	9,67	11,96	14,21	16,40	18,55	20,64	22,69	24,69	26,63	30,38	33,93	35,64	37,29					
108	10,26	12,70	15,09	17,44	19,73	21,97	24,17	26,31	28,41	32,46	36,30	38,15	39,95					
114	10,85	13,44	15,98	18,47	20,91	23,31	25,65	27,94	30,19	34,53	38,67	40,67	42,62					
121	11,54	14,30	17,02	19,68	22,29	24,86	27,37	29,84	32,26	36,94	41,63	43,60	45,72					
127	12,13	15,04	17,90	20,72	23,48	26,19	28,85	31,47	34,03	39,01	43,80	46,12	48,39					
133	12,73	15,78	18,79	21,75	24,66	27,52	30,33	33,10	35,81	41,09	46,17	48,63	51,05					
140	—	16,65	19,83	22,96	26,06	29,08	32,06	35,00	37,88	43,50	48,93	51,57	54,16					
146	—	17,39	20,72	24,00	27,23	30,41	33,54	36,62	39,66	45,57	51,30	54,08	56,82					
152	—	18,13	21,60	25,03	28,41	31,74	35,02	38,25	41,43	47,65	53,66	56,60	59,48					
159	—	18,99	22,64	26,24	29,79	33,29	36,75	40,15	43,50	50,06	56,43	59,53	62,59					
168	—	20,10	23,97	27,79	31,57	35,29	38,97	42,59	46,17	53,17	59,98	63,31	66,59					
180	—	21,58	25,75	29,87	33,93	37,95	41,93	45,85	49,72	57,31	64,71	68,34	71,91					
194	—	23,31	27,82	32,28	36,70	41,06	45,38	49,64	53,86	62,15	70,24	74,21	78,13					
203	—	—	29,15	33,84	38,47	43,06	47,60	52,09	56,52	65,25	73,79	77,98	82,12					
219	—	—	31,52	36,60	41,63	46,61	51,54	56,43	61,26	70,78	80,10	84,69	89,23					
245	—	—	—	41,09	46,76	52,38	57,95	63,48	68,95	79,76	90,36	95,59	100,77					
273	—	—	—	45,92	52,28	58,60	64,86	71,07	77,24	89,42	101,41	107,33	113,20					
299	—	—	—	—	57,41	64,37	71,27	78,13	84,93	98,40	111,67	118,23	124,74					
325	—	—	—	—	62,54	70,14	77,68	85,18	92,63	107,38	121,93	129,13	136,28					
351	—	—	—	—	67,67	75,91	84,10	92,23	100,32	116,35	132,19	140,03	147,82					
377	—	—	—	—	—	81,68	90,51	99,29	108,02	125,33	142,45	150,93	159,36					
402	—	—	—	—	—	87,23	96,67	106,07	115,42	133,96	152,31	161,41	170,46					
426	—	—	—	—	—	92,56	102,59	112,58	122,52	142,25	161,78	171,47	181,11					
450	—	—	—	—	—	97,88	108,51	119,09	129,62	150,53	171,25	181,53	191,77					

Приложение 3

Данные о потребителях сжатого воздуха

Наименование механизма	Тип механизма	Расход воздуха $V_{п'}$ $M^3/мин$	Значения коэффициентов									
			$k_{из}$	k_d	k_s	k_p	k_B	k_{01}	k_{02}			
Щитовые агрегаты Комбайны	АШ, АШМ	96	1,00	0,80	0,80	0,80	0,80	1,00	0,64	0		
	Темп, КТ	48	1,00	0,70	0,75	0,80	0,80	1,00	0,52	0		
Отбойные молотки Бурильные молотки Маслостанции	Покк-2	42	1,00	0,70	0,75	0,80	0,80	1,00	0,52	0		
	МО 6П	1,1	1,15	0,75	1,00	0,70	0,75	0,62	0,14			
	ПР 27	4,3	1,15	0,75	1,00	0,80	0,36	0,33	0,20			
	СНУ-5П	42	1,10	0,80	0,45	0,80	0,75	0,30	0,03			
Породопогрузочные машины	УН-35	14	1,10	0,80	1,00	0,80	0,20	0,18	0,12			
	ППН-1С	20	1,10	0,75	0,27	0,80	0,32	0,07	0,01			
	ППН-3П	35	1,10	0,75	0,27	0,80	0,32	0,07	0,01			
	1П ПН-5П	55	1,10	0,75	0,27	0,80	0,32	0,07	0,01			
Лебедки: комбайновая вспомогательные	1ЛГКН	21	1,10	0,80	0,60	0,60	1,00	0,53	0			
	ШВП	21	1,15	0,90	0,80	0,60	0,10	0,08	0,06			
	ШМП-14	—	—	—	—	—	—	—	—			
маневровые	ЛПР-3	14	1,15	0,90	0,80	0,60	0,10	0,08	0,06			
	ЛВП-23	—	—	—	—	—	—	—	—			
	ЛВП-13	7,2	1,15	0,90	0,80	0,60	0,10	0,08	0,06			
Вентиляторы	ЛВП-34	32	1,15	0,90	0,80	0,60	0,10	0,08	0,06			
	ВМП-4	5,0	1,00	0,80	1,00	1,00	1,00	0,80	0			
	ВМП-5	8,0	1,00	0,80	1,00	1,00	1,00	0,80	0			
	ВМП-6	20,0	1,00	0,80	1,00	1,00	1,00	0,50	0,16			
Буровые Установки	БГА	18	1,10	0,85	0,85	0,50	0,40	0,40	0,16			
	1БУ1	10	1,10	0,85	0,85	0,50	0,40	0,40	0,16			
	Стрела 77	48	1,10	0,85	0,85	0,50	0,40	0,40	0,16			

1,8, 7, 8, 7

Приложение 1

Технические характеристики некоторых унифицированных неопрокидных клетей

Клеть	Ширина в свету мм	Собственная масса клетки, кг	Масса полезного поднимаемого груза, кг	Тип вагонетки
2УКН 1,55-1	960	2445	4200	ВГ-0,8
1УКН 1,9-2	960	2200	2500	ВГ-1,1
2УКН 1,9-2	960	3320	5000	ВГ-1,1
1УКН 2,55-3	1020	2810	3000	ВГ-1,3; ВГ-1,4
2УКН 2,55-2	1020	4090	6000	ВГ-1,3; ВГ-1,4
1УКН 3,3-2	1000	2990	3600	ВГ-1,6
2УКН 3,3-3	1000	5700	7200	ВГ-1,6
1УКН 3,6-3	1400	3480	5200	ВГ-2,5
2УКН 3,6-2	1400	6930	10400	ВГ-2,5
1УКН-4-2	1476	5080	6600	ВГ-3,3;
1УКН 4-3	1476	5000	6600	ВД-3,3 ВГ-3,3;
2УКН 4-3	1476	8474	13200	ВД-3,3 ВГ-3,3;
1УКН 4-4	1476	6300	6600	ВД-3,3 ВГ-3,3;
2УКН 4-4	1476	9600	13200	ВД-3,3 ВГ-3,3; ВД-3,2

Примечание. В шифре клетки первая цифра — число этажей клетки; УК — унифицированная клеть; Н — неопрокидная; вторая цифра — длина клетки по раме, м; шифры после дефиса: 1 — проводники деревянные, 2 — то же, рельсовые двусторонние, 3 — то же, односторонние, 4 — клеть с прицепным устройством для уравновешивающего каната.

Приложение 2

Технические характеристики скипов с неподвижным (неопрокидным) кузовом

Скип	Грузоподъемность, т		Масса скипа вместе с подвижным устройством, т	Затвор	Размеры скипа в плане, мм	
	Уголь	Порода			длина	ширина
2СН4-1	3,3	5,3	—	Секторный	1700	1350
2СН5-1	4,2	6,7	—	То же	1850	1540
3СН5-1	—	6,7	7,17	Клапанный	1400	1700
3СН5-2	—	6,7	10,6	То же	1400	1700
2СН7-1	5,6	9,0	7,54	Секторный	1850	1540
2СН9,5-1	8,5	13,6	8,46	То же	1850	1540
2СН9,5-2	8,5	13,6	13,4	—"	1850	1540
3СН9,5-1	—	13,6	9,84	Клапанный	1400	1700
3СН9,5-2	—	13,6	14,4	То же	1400	1700
3СН11-1	—	15	11,3	—"	1600	1700
3СН11-2	—	15	14,9	—"	1600	1700
1СН11-1	9,3	15	8,9	Секторный	1850	1540
1СН11-2	9,3	15	13,9	То же	1850	1540
5СН11-1	9,3	—	8,62	—"	2230	1740
5СН11-2	9,3	—	—"	—"	2230	1740
2СН15-1	13	—	10,8	—"	2230	1740
2СН15-2	13	—	16,7	—"	2230	1740
1СН15-2	—	21	—	Клапанный	1600	1700
1СН20-1	17,5	—	11,9	Секторный	2230	1740
1СН20-2	17,5	—	16,6	Секторный	2230	1740
3СН20-2	17,5	—	17,8	То же	2800	2200
1СН25-2	21	—	21,2	—"	2350	1900
2СН25-2	21	—	20,9	—"	2800	2200
1СН35-2	30	—	26,7	—"	2350	1900
2СН35-2	30	—	25,7	—"	2800	2200

Примечание. В шифре скипа первая цифра — порядковый номер типоразмера; СН — скип с неподвижным (неопрокидным) кузовом; далее объем скипа (м³) и после дефиса: 1 — одноканатный подъем; 2 — многоканатный подъем.

Данные некоторых стандартных подземных круглопрядных канатов

Тип и конструкция каната	Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Расчетная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа по временному сопротивлению разрыву, Н/мм ²			
				1470	1568	1666	1764
ЛК-3 6 x 25 (1+6; 6+12) + 1	22,5	188,50	1857,0	277000	295500	314000	332500
	24	216,42	2132,0	318000	339000	360500	381500
	25,5	246,27	2426,0	362000	386000	410000	434000
	27,5	278,10	2739,0	408500	436000	463000	490500
	29	311,77	3071,0	458000	488500	519000	549500
	32	382,52	3768,0	562000	599500	637000	674500
	35,5	463,20	4562,5	680500	726000	771500	817000
	38,5	548,71	5405,0	806500	860000	914000	967500
	42	644,55	6349,0	947000	1010000	1070000	1135000
	45	751,01	7397,5	1100000	1175000	1250000	1320000
	48,5	862,51	8496,0	1265000	1350000	1435000	1520000
	33	420,96	4156,0	618500	660000	701000	742500
	36,5	503,09	4965,0	739500	788500	838000	887000
	39,5	615,95	6080,0	905000	965500	1025000	1085000
43	717,18	7120,0	1050000	1120000	1190000	1265000	
46,5	850,76	8400,0	1250000	1330000	1415000	1500000	
50,5	1006,85	9940,0	1480000	1575000	1675000	1775000	
53,5	1131,96	11150,0	1660000	1770000	1885000	1995000	
56,0	1219,89	12050,0	1790000	1910000	2030000	2150000	
58,5	1314,56	13000,0	1930000	2060000	2190000	2315000	
60,5	1446,74	14250,0	2125000	2265000	2410000	2550000	
63,0	1538,92	15200,0	2260000	2410000	2560000	2710000	
ЛК-Р 6 x 36 (1+7+7/7+14) + 1 о.с.				618500	660000	701000	742500
				739500	788500	838000	887000
				905000	965500	1025000	1085000
				1050000	1120000	1190000	1265000
				1250000	1330000	1415000	1500000
				1480000	1575000	1675000	1775000
				1660000	1770000	1885000	1995000
				1790000	1910000	2030000	2150000
				1930000	2060000	2190000	2315000
				2125000	2265000	2410000	2550000
				2260000	2410000	2560000	2710000

Примечания: 1. Канаты, разрывное усилие которых указано справа от линии, изготавливаются из проволоки без покрытия. По согласованию с потребителем допускается изготовление канатов из оцинкованной проволоки. 2. Сведения о канатах ЛК-3 и ЛК-Р даны соответственно по ГОСТ 7665-80 и ГОСТ 7668-80.

Приложение 7

Данные некоторых стандартных плоских канатов

Размеры каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм ²	Расчетная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа по временному сопротивлению разрыву, Н/мм ²			
			1470	1568	1666	1764
95	458,66	4530	674000	719000	764000	809000
107	579,31	5720	851500	908000	965000	1020000
119	714,0	7050	1045000	1115000	1185000	1255000
124	579,05	6050	851000	907500	964500	1020000
139	732,87	7690	1075000	1145000	1220000	1290000
145	816,56	8560	1200000	1280000	1360000	1440000
154	904,75	9430	1325000	1415000	1505000	1595000
170	1094,77	11500	1605000	1715000	1820000	1930000
186	1302,88	13610	1915000	2040000	2170000	2295000
Суммарное разрывное усилие всех проволок в канате, Н			1470	1568	1666	1764
			674000	719000	764000	809000
			851500	908000	965000	1020000
			1045000	1115000	1185000	1255000
			851000	907500	964500	1020000
			1075000	1145000	1220000	1290000
			1200000	1280000	1360000	1440000
			1325000	1415000	1505000	1595000
			1605000	1715000	1820000	1930000
			1915000	2040000	2170000	2295000
			674000	719000	764000	809000
			851500	908000	965000	1020000
			1045000	1115000	1185000	1255000
			851000	907500	964500	1020000
			1075000	1145000	1220000	1290000
			1200000	1280000	1360000	1440000
			1325000	1415000	1505000	1595000
			1605000	1715000	1820000	1930000
			1915000	2040000	2170000	2295000

Примечания: 1. Канаты, разрывное усилие которых указано справа от жирной линии, изготавливаются из проволоки без покрытия. По согласованию с потребителем допускается изготовление канатов из оцинкованной проволоки. 2. Сведения о плоских канатах даны по ГОСТ 3091-80 и 3092-80.

Приложение 5

Технические характеристики двухбарабанных подъемных машин с цилиндрическими барабанами НКМЗ

Параметры	Тип машины						
	2Ц-4 х х 1,8	2Ц-4 х х 2,3	2Ц-5 х х 2,4	2Ц-5 х х 2,8	2Ц-6 х х 2,4	2Ц-6 х х 2,8	2Ц-6 х х 2,8У
Максимальное статическое натяжение ветви каната на барабане, кГ	220	250	280	560	320	360	560
Максимальная разности статических натяжений канатов, кН	160	160	210	400	240	270	400
Максимальный диаметр каната, мм	50	50	53,5	53,5	63	63	63
Максимальная скорость, м/с	12	14	16	14	16	16	16
Динамический момент инерции машины приведенный к тихоходному валу, без редуктора и электродвигателя, $t \cdot m^2$	360	500	1000	4400	2000	2500	6400

Приложение 6

Технические характеристики однобарабанных подъемных машин с разрезными цилиндрическими барабанами НКМЗ

Параметры	Тип машины			
	ЦР-4 х х 3/0,7	ЦР-5 х х 3/0,6	ЦР-6 х х 3/0,6	ЦР-6 х х 3,4/0,6
Максимальное статическое натяжение ветви каната на барабане, кН	250	280	320	360
Максимальная разность статических натяжений канатов, кН	160	210	240	270
Максимальный диаметр каната, мм	50	53	63	63
Максимальная скорость, м/с	12	14	16	16
Динамический момент инерции машины, приведенный к тихоходному валу, без редуктора и электродвигателя, $t \cdot m^2$	300	680	1200	1400

Приложение 14

Технические характеристики многоканатных подъемных машин Донуцкого машиностроительного завода им. Ленинского комсомола Украины (ДМЗ им. ЛКУ)

Параметры	Машины						
	ЦШ 2,1 х х 4	МК 2,25 х х 4	МК 3,25 х 4	ЦШ 4 х х 4 МК 4 х х 4	ЦШ 5 х х 4	МК 5 х х 4	ЦШ 6 х х 8
Максимальное статическое натяжение ветви каната, кН	265	340	500	800 (770)	1450	1200	2150
Максимальная разность статических натяжений канатов, кН	80	120	150	250	350	260	600
Максимальный диаметр каната, мм	27	28	32,5	40	50	50	50
Максимальная скорость подъема, м/с	11	12	14	14	16	16	16
Расстояние между канатами на канатопроводящем шкиве, мм	250	250	300	300	300	300	300
Динамический момент инерции машин без редуктора и электродвигателей, $t \cdot m^2$	22	30	74	210 (192)	625	500	1100
Высота подъема, м	1200	1200	1200	1000	1600	1600	1600

Примечание. Данные в скобках относятся к машине МК 4 х 4

Редуктор	Передач- ное число	Максималь- ный крутя- щий мо- мент на ве- домом ва- лу, кН·м	Допустимая частота вра- щения веду- щего вала, об/мин	Динамичес- кий момент инерции ре- дуктора, т·м ²	Типоразмер ма- шин, с которыми применяются ре- дукторы
2ЦО-18 2 ЦОН-18	10,5 11,5	320; 280 (360; 320)	500	91; 98	2Ц-4 x 1,8; 2Ц-4 x 2,3; ЦР-4 x 3/07
ЦД-20; ЦДН-20 2ЦО-22; 2ЦОН-22	20 10,5 11,5	380 570; 480 (750; 700)	650 500	100 250; 280	2Ц-4 x 1,8; 2Ц-4 x 2,3; 2Ц-5 x 2,4; 2Ц-6 x 2,4; 2Ц-6 x 2,8; ЦР-5 x 3/0,6; ЦР-6 x 3/0,6; БЦК-9/5 x 2,6
2ЦД-14	8; 7,35; 10,5; 11,5	200	750	12; 18; 24; 26	ЦШ 2,1 x 4; МК 2,25 x 4
2ЦД-17	7,35; 10,5; 11,5	540	600	42,7; 49,5; 66,4	МК 3,25 x 4 МК 4 x 4 ЦШ 4 x 4
2ЦД-20	7,35; 10,5; 11,5	300; 360; 360	600	91; 133; 157	МК 4 x 4 ЦШ 4 x 4

Примечания. 1. В шифрах редукторов: Ц — цилиндрический; О — одно-
ступенчатый; Д — двухступенчатый; Н — сцепление Новикова; число после бук-
венного обозначения — межцентровое расстояние между осями быстроходного и
тихоходного валов (см; дм); цифра 2 перед буквенным обозначением — двух-
приводный редуктор. 2. При двухдвигательном приводе значения крутящих момен-
тов удваивают. 3. Данные в скобках — для редукторов ЦОН.

Предисловие	3
Глава первая. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки	4
1. Основы теории турбомашин	4
2. Вентиляторные установки	9
§1. Выбор и расчет вентиляторных установок	15
§2. Параллельная работа вентиляторов на общую вентиляционную сеть. Естественная тяга.	18
§3. Вентиляторы местного проветривания.	21
3. Водоотливные установки.	21
§1. Расчет водоотливной установки.	28
§2. Совместная работа насосов на общий трубопровод.	32
Глава вторая. Шахтные пневматические установки	32
1. Поршневые компрессоры	32
§1. Одноступенчатое сжатие	38
§2. Многоступенчатое сжатие.	40
§3. Производительность компрессора и мощность его двигателя	43
§4. Охлаждение сжимаемого воздуха.	51
2. Центробежные компрессоры.	54
3. Компрессорные станции и воздухопроводные сети	64
Глава третья. Шахтные подъемные установки.	64
1. Механическая часть подъемных установок	64
§1. Подъемные канаты.	70
§2. Органы навивки подъемных канатов	77
§3. Расположение подъемных установок относительно ствола шахты	86
2. Теория подъемных систем	86
§1. Продолжительность подъемной операции.	88
§2. Кинематика подъемных систем с постоянным радиусом навив- ки каната	101
§3. Динамика подъемных систем с постоянным радиусом навив- ки каната	114
§4. Особенности кинематики подъемных систем с ведущими шки- вами трения	117
§5. Кинематика и динамика подъемных систем с бицилиндрокони- ческими барабанами	129
§6. Мощность подъемного двигателя, расход энергии, к.п.д. установ- ки и машины.	144
3. Тормоза подъемных машин	156
Глава четвертая. Применение ЭКВМ для решения задач горной механики	156
§1. Расчет характеристики внешней сети турбомашин	157
§2. Определение подачи и напора насоса в рабочем режиме	159
§3. Определение производительности компрессорной станции и рас- хода воздуха на участке воздухопроводной сети.	160
§4. Определение скорости движения сжатого воздуха и потерь дав- ления на участках воздухопроводной сети.	160
§5. Определение движущих усилий подъемной установки и мощ- ностей на валу двигателя для систем без уравновешивающего кана-	

та ($q = 0$), с легким ($q < p$) и тяжелым ($q > p$) уравновешивающими канатами	162
§6. Определение движущих усилий подъемной установки и мощности на валу двигателя для системы с равновесным уравновешивающим канатом ($q = p$)	164
§7. Определение эквивалентного усилия подъемной установки, потребляемой из сети мощности и расхода энергии за подъемную операцию для систем без уравновешивающего каната ($q=0$), с легким ($q < p$) и тяжелым ($q > p$) уравновешивающими канатами	165
§8. Определение эквивалентного усилия подъемной установки, потребляемой из сети мощности и расхода энергии за подъемную операцию для систем с равновесным уравновешивающим канатом ($q = p$)	167
Ответы к задачам	169
Список литературы	176
Приложения	177

Хаджиков Р.Н., Бутаков С.А.
 X 14 Сборник примеров и задач по горной механике: Учеб. пособие для техникумов. — М.: Недра 1989, 188 с.: ил.
 ISBN 5-247-00439-6

Приведены задачи по вентиляторным, водоотливным, пневматическим и подъемным установкам горной промышленности. В каждом разделе даны основные теоретические положения, расчетные формулы и пояснения к ним, краткие справочные данные, числовые примеры решения задач. Часть задач имеет подробные решения, ко всем остальным приведены ответы.
 Для учащихся горных техникумов, обучающихся по специальностям "Подземная разработка рудных и нерудных месторождений" и "Горная электромеханика".